



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



ULOŽENÍ MOTORU NA BRZDOVÉM STANOVIŠTI

ENGINE MOUNTING ON A DYNAMOMETER STATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Jan Caletka

Květen 2007



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Kolové dopravní a manipulační stroje

ULOŽENÍ MOTORU NA BRZDOVÉM STANOVIŠTI
ENGINE MOUNTING ON A DYNAMOMETER STATION

Diplomová práce

KVM – DP – 528

Jan Caletka

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jan Honců, CSc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Pavel Brabec

Ing. Jan Novák, Ph.D.

Počet stran : 44

Počet obrázků: 40

Počet příloh : 4

Počet výkresů : 2

Květen 2007



Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

Diplomová práce KVM - DP - 528

Uložení motoru na brzdovém stanovišti

Anotace

Diplomová práce se zabývá uložením motoru Škoda-Auto 1,2HTP (40kW) na brzdovém stanovišti. Porovnává výsledky změřených kmitavých pohybů motoru pro dvě rozdílná uložení na dynamometrech Mezservis ASD235 M250 a Schenck WT 190. Dále se zabývá určením polohy těžiště, elipsoidu setrvačnosti motoru a návrhem v práci popsaného racionálního uložení tohoto motoru.

Klíčová slova: Uložení motoru, brzdové stanoviště

Engine mounting on dynamometer station

Annotation

The diploma thesis deals by engine mounting Skoda-Auto 1,2HTP (40kW) on a dynamometer. It compares results of measured vibrations of the engine for two different mountings on dynamometers Mezservis ASD235 M250 and Schenck WT 190. Also it deals by determination of a center of gravity, inertia ellipsoid of the engine and also by design of another so called rational mounting of this engine.

Key words: Engine mounting, dynamometer station

Desetinné třídění:

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno : 2007

Archivní označení zprávy:

Počet stran: 44

Počet obrázků: 40

Počet příloh: 4

Počet výkresů: 2

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....

podpis

Poděkování

Děkuji všem, kteří svou pomocí a podporou přispěli k vypracování této diplomové práce, především svému vedoucímu diplomové práce panu prof. Ing. Janu Honcům, CSc. za cenné rady a odbornou pomoc. Dále chci poděkovat za poskytnuté podklady a pomoc při měření panu Ing. Pavlu Brabcovi, Ing. Robertu Voženílkovi, Ing. Josefu Blažkovi, Ing. Janu Novákovi, Ph.D. V neposlední řadě chci poděkovat svým rodičům a sourozencům za podporu během studia.

OBSAH

1	ÚVOD.....	9
2	MĚŘENÍ NA STARÉM ULOŽENÍ	10
2.1	Popis starého uložení	10
2.1.1	Stručný popis motoru	12
2.1.2	Dynamometr	13
2.2	Způsob měření	14
2.2.1	Popis snímače zrychlení	16
2.2.2	Výsledky měření.....	17
3	URČENÍ POLOHY TĚŽIŠTĚ A ELIPSOIDU SETRVAČNOSTI MOTORU	18
3.1	Příprava rámu	18
3.2	Stanovení polohy těžiště motoru	19
3.3	Způsoby měření momentu setrvačnosti	20
3.3.1	Základní principy určení hmotnostního momentu setrvačnosti:	20
3.3.2	Výpočet hodnot z jedno-vláknového torzního závěsu.....	22
3.4	Určení elipsoidu setrvačnosti	23
3.5	Přepočet hodnot pro uložení na novém brzdovém stanovišti	29
4	MĚŘENÍ NA NOVÉM ULOŽENÍ.....	32
4.1	Popis nového uložení.....	32
4.1.1	Vlastnosti pružných lůžek	33
4.1.2	Použitá pružná lůžka.....	33
4.1.3	Dynamometr	36
5	POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ	37
6	NÁVRH MOŽNÉHO ULOŽENÍ.....	38
6.1	Zvolená pružná lůžka	38
6.2	Umístění lůžek.....	39
6.3	Výpočet vlastních frekvencí	39
6.4	Harmonická analýza	40
7	ZÁVĚR.....	43
	POUŽITÁ LITERATURA, SEZNAM PŘÍLOH	44

Seznam použitých označení:

Platí pokud v textu není uvedeno jinak.

g	$[m/s^2]$	gravitační zrychlení
m	$[kg]$	hmotnost tělesa (index R – rámu, M – motoru, S – sestavy)
T	$[s]$	doba periody
J	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti (index O – k ose o, S – k ose S, X – k ose X, Y – k ose Y, Z – k ose Z, 1 – k ose 1, 2 – k ose 2, 3 – k ose 3)
D	$[kg \cdot m^2]$	deviační momenty (index XY, YZ, XZ)
c	$[N/m]$	lineární tuhost
c_r	$[Nm/rad]$	úhlová tuhost
ω	$[rad/s]$	úhlová rychlost
l	$[m]$	délka drátu
d	$[m]$	průměr drátu
J_p	$[m^4]$	polární moment průřezu drátu
G	$[N]$	tíha motoru (rámu)
x_T	$[mm]$	vzdálenost těžiště motoru v ose X od bodu MKW
y_T	$[mm]$	vzdálenost těžiště motoru v ose Y od bodu MKW
z_T	$[mm]$	vzdálenost těžiště motoru v ose Z od bodu MKW
A	$[N]$	statické zatížení lůžka A
B	$[N]$	statické zatížení lůžka B
C	$[N]$	statické zatížení lůžka C
q	$[mm]$	statická deformace lůžka (index A – lůžko A, B – lůžko B, C – lůžko C)
Ω	$[Hz]$	vlastní frekvence uložení (index 1 – okolo osy 1, 2 – okolo osy 2)
χ	$[-]$	harmonická složka tečné síly
n_k	$[min^{-1}]$	otáčky motoru

1 ÚVOD

Měření motorů na brzdovém stanovišti (na dynamometru) slouží k zjištění nejrůznějších parametrů spalovacího motoru (například maximálního výkonu, točivého momentu, úplné charakteristiky) za účelem ověření jeho stavu, nebo dalšího vývoje. Navíc je užitečné co nejvíce utlumit kmitání motoru a přenos jeho kmitání do okolí, tedy snížení hlučnosti, zvýšení provozní spolehlivosti a zlepšení podmínek pro práci obsluhy. Kvůli tomu je třeba nalézt optimální počet a polohu míst pro uchycení motoru (podpor).

Na motoru jsou vytvořena místa pro uchycení, a to buď stejná jako při montáži v automobilu, nebo dodatečně vytvořená pro umístění motoru na brzdové stanoviště. Tyto místa na motoru jsou přes pružná lůžka (silentbloky) spojena s „tuhým“ rámem brzdového stanoviště.

Pro nalezení optimálního počtu a umístění podpor je nezbytné znát polohu těžiště a elipsoidu setrvačnosti motoru. Jelikož se motor na dynamometr umísťuje bez převodovky, určíme polohu těžiště a elipsoid setrvačnosti samotného motoru.

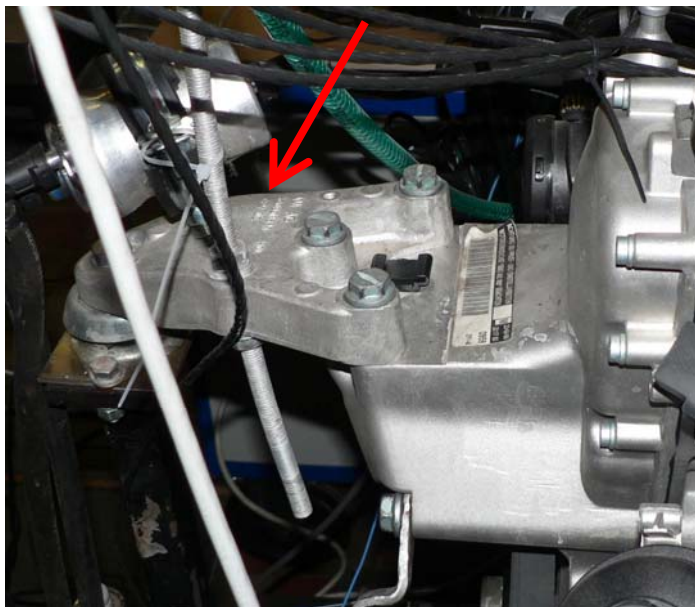
Určení polohy těžiště a elipsoidu setrvačnosti je nesnadná záležitost, protože poloha těžiště i os setrvačnosti se mění připojením jakékoli hmotné části k celku motoru (kompresor klimatizace, výfukové potrubí, hadice...), s množstvím a polohou provozních hmot v jeho dutinách (olej, chladicí kapalina) i například případným posunem kladky pro napnutí řemene.

2 MĚŘENÍ NA STARÉM ULOŽENÍ

Měření charakteristických hodnot kmitání na starém uložení.

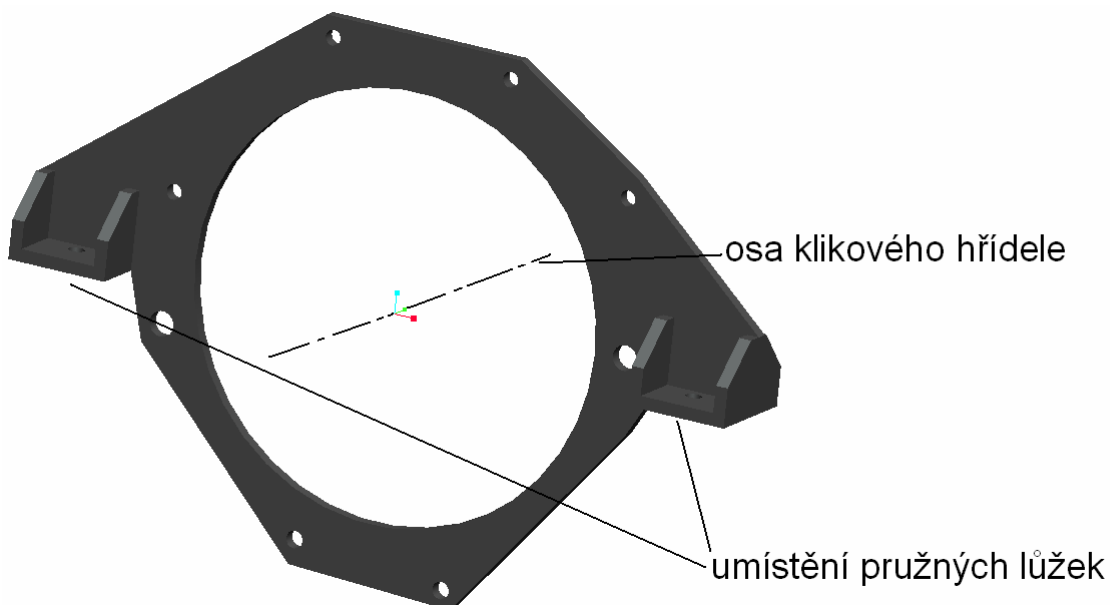
2.1 Popis starého uložení

Motor je připojen k níže popsanému dynamometru a spočívá na třech podporách. První z nich je v přední části motoru, je tvořena držákem silentbloku, na který ukazuje šipka na obr. 1 a neliší se od uložení motoru v automobilu.

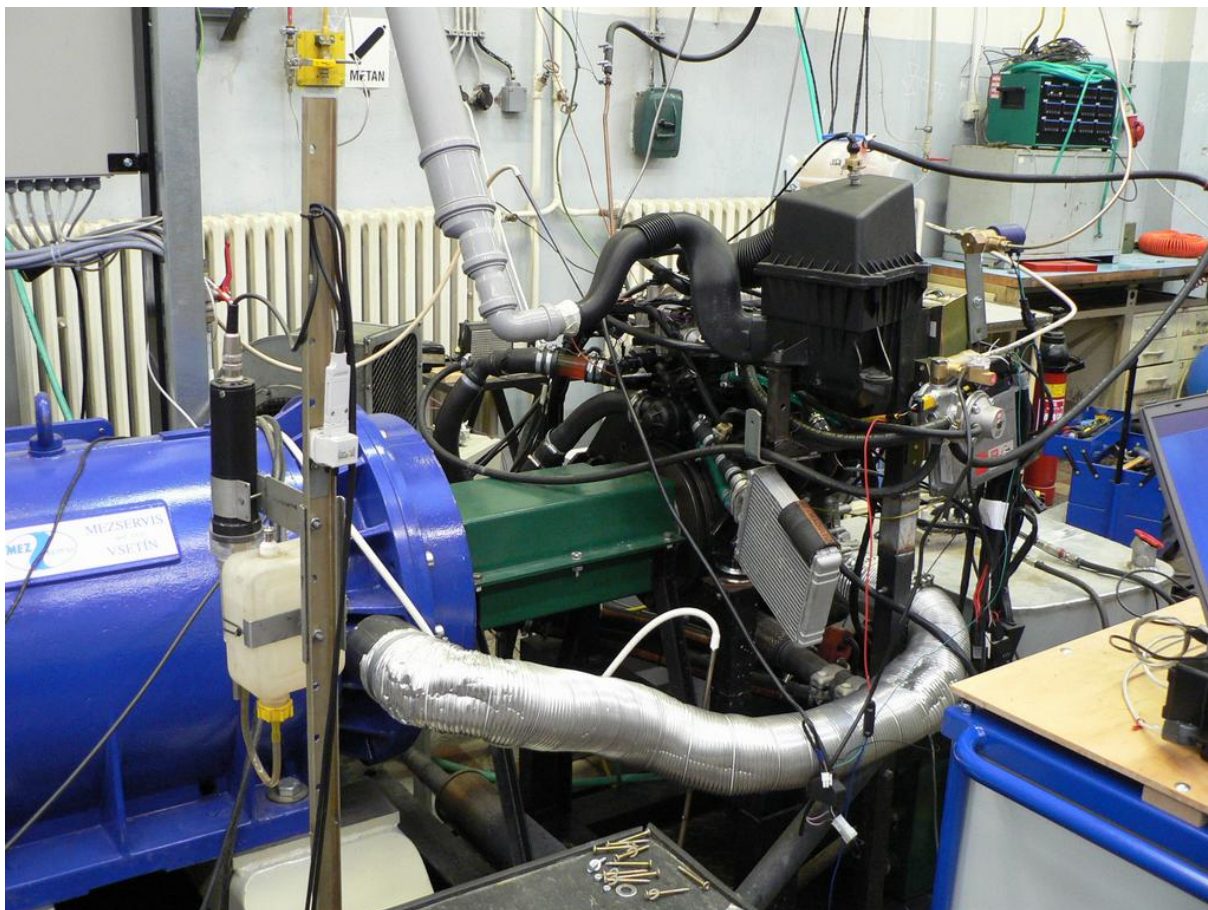


Obr. 1 Držák silentbloku z přední strany motoru

Další dvě podpory jsou v zadní části, kde je motor, pokud se montuje do automobilu, spojen s převodovkou. Místo převodovky byl k motoru připevněn prstenec obklopující setrvačník (přibližný model je vidět na obr. 2), který tvoří zbývající dva upínací body.



Obr. 2 Prstenec

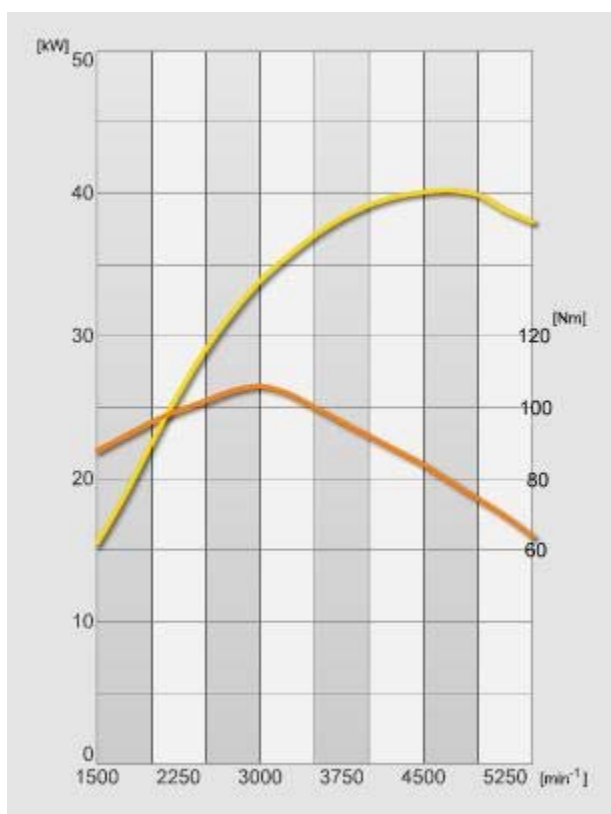


Obr. 3 Celkový pohled na motor při starém způsobu jeho uložení

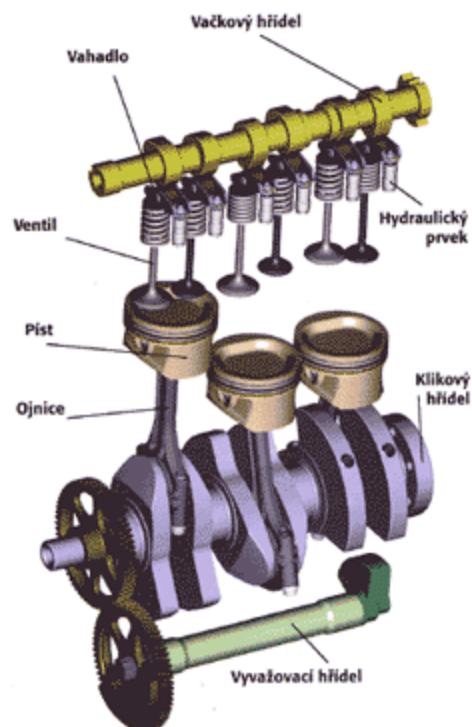
Motor je spojen s dynamometrem pomocí pružné Hardy spojky se dvěma kotouči a dvěma pružnými členy. Tato spojka má za úkol mírnit rázy kroutícího momentu a vyrovnávat případné nepřesnosti vzájemné polohy motoru a dynamometru (délkové i úhlové úchyly) vzniklé při montáži.

2.1.1 Stručný popis motoru

- Zážehový, řadový tříválec o objemu válců 1198 cm³
- Kapalinou chlazený
- Rozvod OHC, 2 ventily na válec
- Vrtání 76,5 mm
- Zdvih 86,9 mm
- Délka ojnice 138 mm
- Rozteč válců 82 mm
- Kompresní poměr 10,3:1
- Zapalování bezdotykové elektronické se třemi zapalovacími cívkami
- Plnění - sekvenční vícebodové vstřikování MPI
- Největší výkon 40 kW při 4750 ot./min
- Největší točivý moment 106 Nm při 3000 ot./min
- Palivem je benzín, OČ 95



Obr. 4 Průběh výkonu a točivého momentu [11]



Obr. 5 Základní pohyblivé části motoru [10]

2.1.2 Dynamometr

Asynchronní dynamometr ASD235 M250, který je vidět na obr. 6, vyrobila firma Mezservis, spol. s r.o.. Je konstruován na bázi vysokootáčkového asynchronního stroje, vybaveného tenzometrickou měřicí přírubou a inkrementálním snímačem otáčivé rychlosti. Toto uspořádání umožňuje měření a regulaci poháněcích a zatěžovacích kroutících momentů včetně momentů vznikajících při dynamickém zatěžování od setrvačných hmot a tím simulovat a měřit průběhy dynamických testů. Spojení mezi dynamometrem a zkoušeným motorem zajišťuje speciální pružná spojka.

Regulaci otáček a momentu provádí přímo digitální regulační obvody měniče SIMOVERT SIEMENS, který je spojený komunikační linkou PROFIBUS-DP s PLC SIMATIC S7-300. Standardně dynamometr používá pracovní režimy stálých otáček a stálého momentu.

Naměřená data ukazuje obrazovka počítače. Zadávání režimů a žádaných hodnot se děje prostřednictvím komunikace PROFIBUS z řídicího počítače.

Dynamometr je dále vybaven kalibračním zařízením pro statickou kalibraci kroutícího momentu. Rozsah otáček $100 - 9000 \text{ min}^{-1}$, maximální moment 460 / 480 Nm. [7]



Obr. 6 Dynamometr ASD235 M250

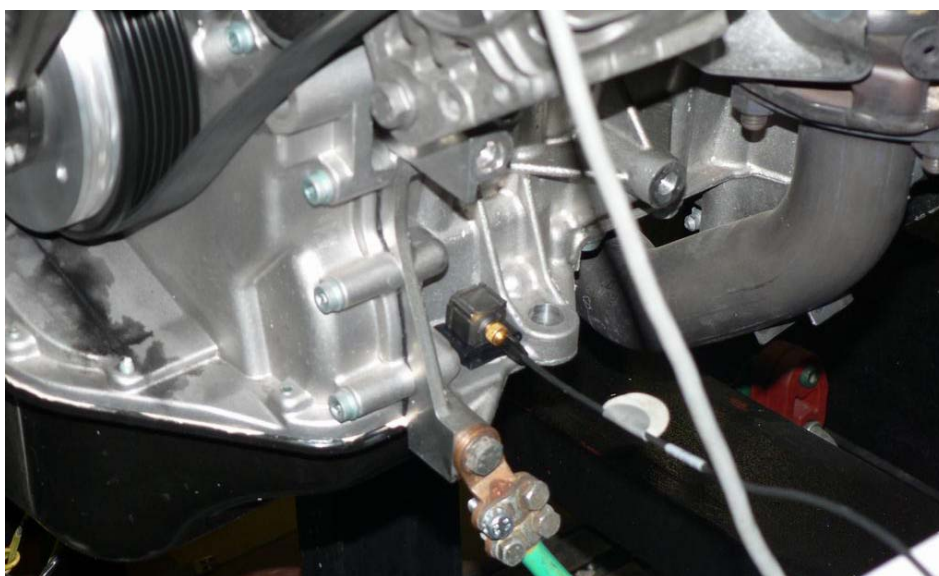
2.2 Způsob měření

Měření kmitavých pohybů motoru při obou uloženích motoru bylo provedeno pomocí jediného snímače zrychlení, měřícího ve třech vzájemně kolmých směrech. Byl postupně umisťován do pěti míst, zvolených na motoru. Tato místa byla zvolena co nejblíže stávajícím místům uložení a také pokud možno nejdále od sebe. Snímač zrychlení byl vkládán do předem přilepených plastových držáků (klipů). Měřeno bylo při následujících zvolených režimech:

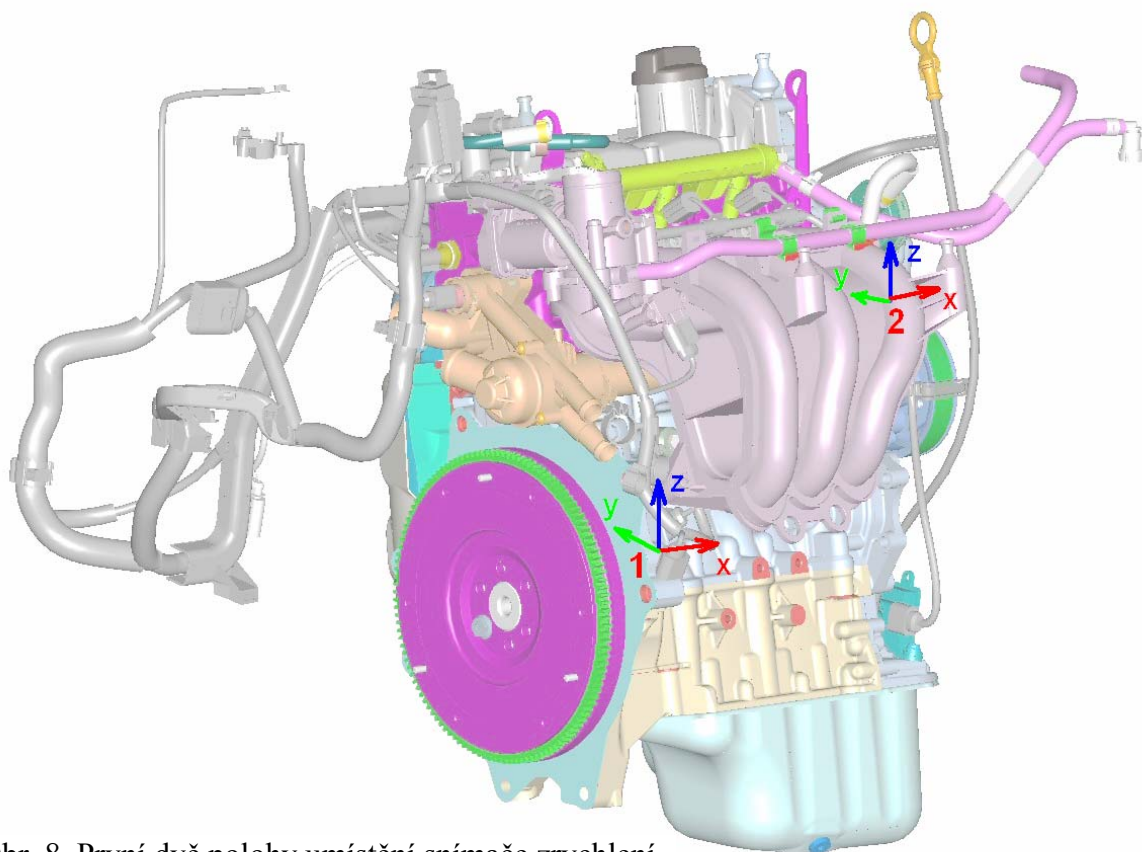
Tab. 1

Režim	Otáčky [min^{-1}]	Škrticí klapka motoru otevřena na [%]
1	volnoběh	-
2	2500	50
3	2500	100
4	4000	50
5	4000	100

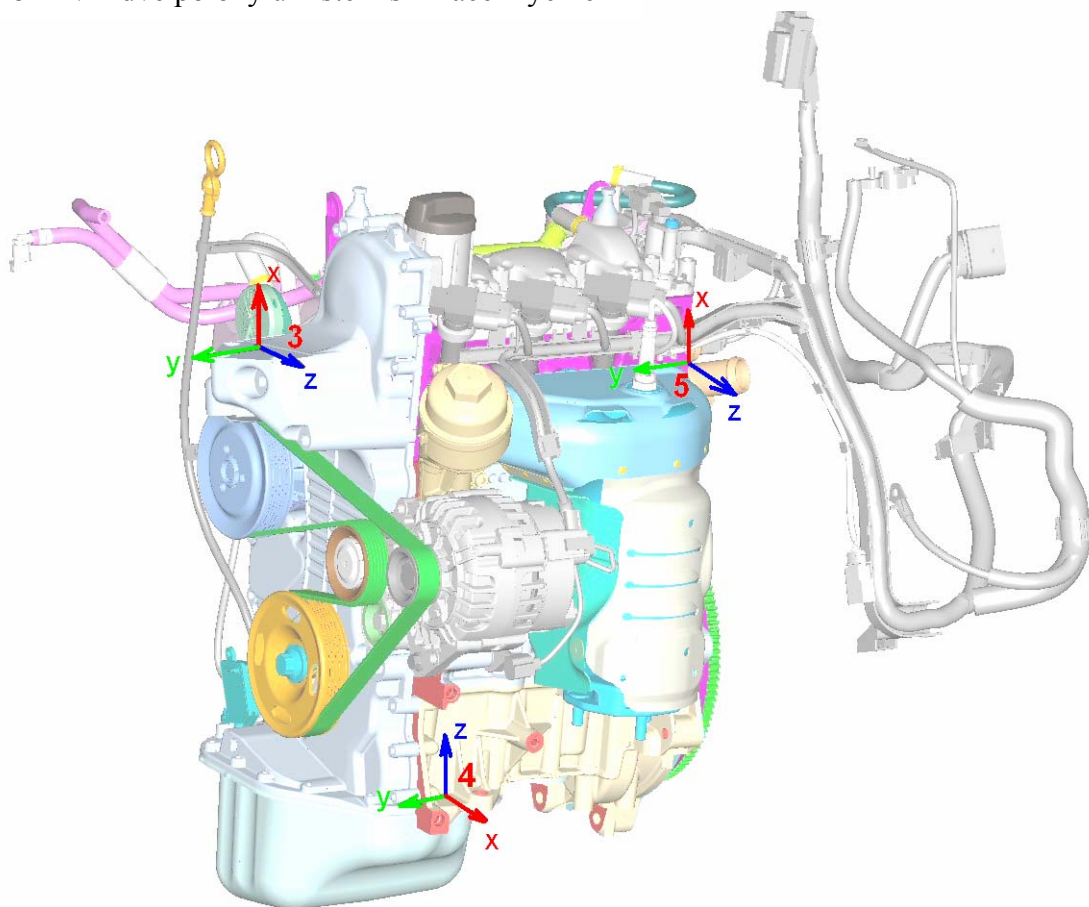
Plastový držák snímače z místa pět, předem přilepený na bok hlavy válců, se vlivem vysoké teploty zdeformoval a snímač proto nebylo možné precizně umístit. Tudíž byly získány výsledky pouze ze čtyř měřených míst. Na obr. 8 a obr. 9 jsou vyznačeny přibližné polohy i natočení os snímače zrychlení.



Obr. 7 Umístění snímače zrychlení na pozici č. 4



Obr. 8 První dvě polohy umístění snímače zrychlení



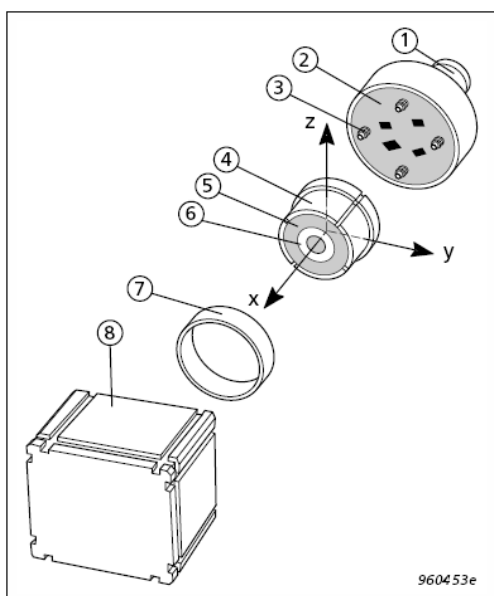
Obr. 9 Zbývající tři polohy umístění snímače zrychlení

2.2.1 Popis snímače zrychlení



Obr. 10 Snímač zrychlení Typ 4506B

Snímač se umísťuje pomocí plastových klipů (držáků), které lze jednoduše připevnit (lepením) k testovanému objektu a dovoluji snadné umísťování snímače na kteroukoli z jeho volných pěti stran.



Obr. 11 Schéma snímače

Snímač zrychlení Typ 4506B vyrobila dánská firma Brüel & Kjær. Kombinuje vysokou citlivost, nízkou hmotnost a malé rozměry. Je ideální pro měření složených struktur, které vyžadují v každém měřicím bodě zrychlení ve všech třech osách, jako například při výzkumu karoserie automobilů, při modální analýze na letadle či části vlaku.

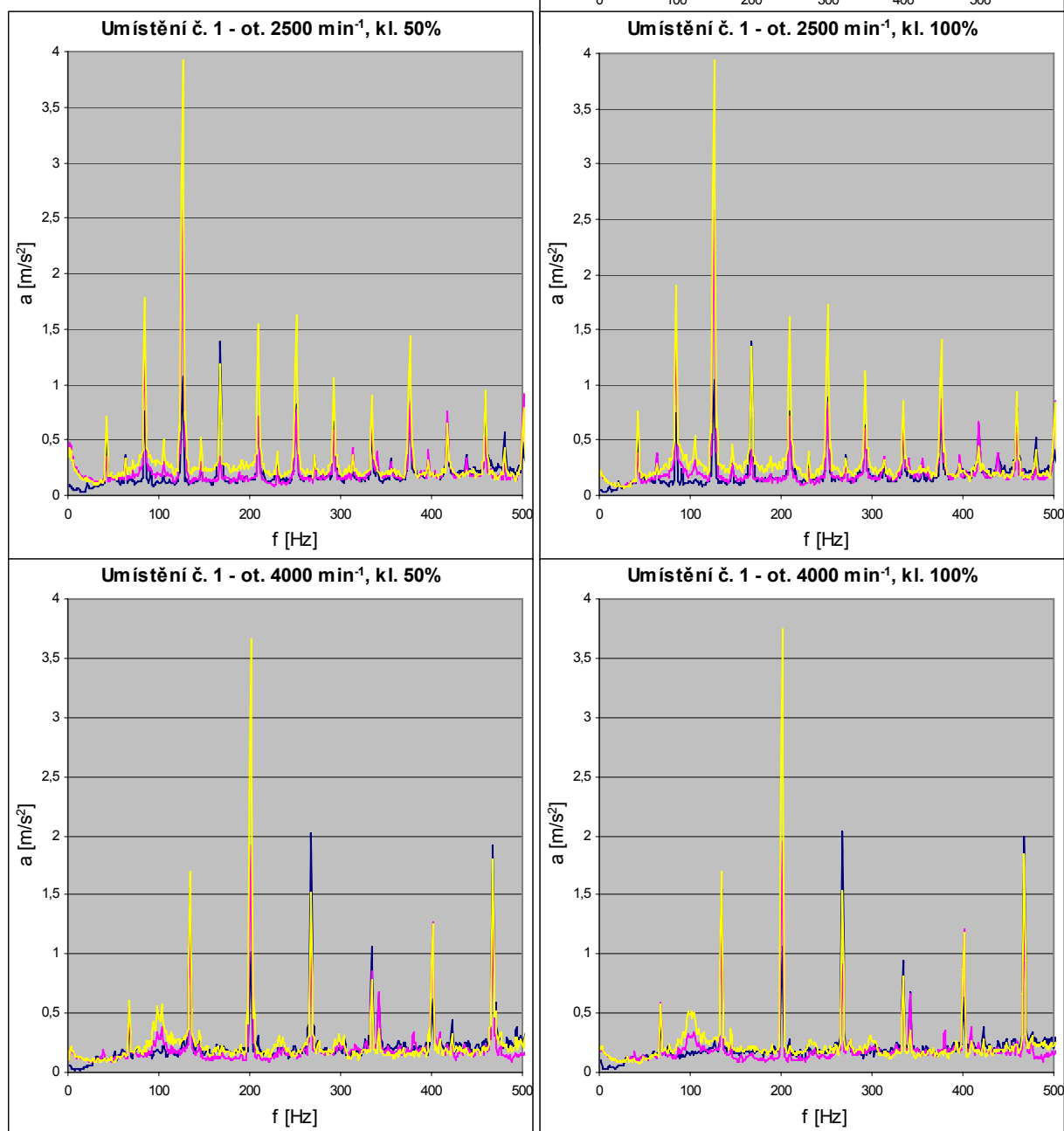
Standardně se tříosé akcelerometry sestávají z tří samostatných akcelerometrů umístěných v jednom tělese tak, že vibrace mohou být měřeny ve třech vzájemně kolmých směrech. Tento přístup umožňuje zmenšit velikost akcelerometru, ale také znamená, že každý směr má odlišný referenční bod.

Snímač typu 4506 (1) je vyroben okolo běžné seismické hmoty (6). Díky tomuto jedno-hmotovému provedení vzniká velmi kompaktní tříosý

akcelerometr, kde všechny tři osy mají stejný referenční bod. Provedení také zajišťuje přesné a stabilní měření, dokonce i když je akcelerometr vystaven složeným vibračním polím. Seismická hmota je obklopena piezoelektrickým kroužkem (5), který je obklopen čtyřmi samostatnými pružně uloženými, ohnutými deskami (4). Kvůli pružným pinům (3), jsou různé části vystavené příčným silám pro různé směry zrychlení. Vhodným součtem signálů z výstupů X, Y a Z je získáno zrychlení. Sestava je držena pospolu pomocí vnějšího kroužku (7). Předzesilovač (2), pružné piny (3) a Microtech-kompatibilní konektor (1) představují základní části, které jsou hermeticky svařeny do titanového obalu (8). Typ 4506 je vnitřně izolovaný. Riziko zemních smyček, které mohou být zvláště rušivé v multi-kanálovém měření, je proto značně sníženo. Rozměry snímače jsou 17x17x14,5mm, hmotnost 15 gramů a je schopen zaznamenat až pětisícinásobek zemského zrychlení. [12]

2.2.2 Výsledky měření

Závislosti jsou u tohoto uložení zobrazeny pouze do frekvence 500 Hz, protože nad tuto frekvenci se již žádné významné amplitudy zrychlení nevyskytují. Z obr. 12 jsou hlavně při nižších otáčkách patrné největší amplitudy zrychlení v ose Z, tj. natáčení okolo osy klikového hřídele způsobené kolísáním Mk.



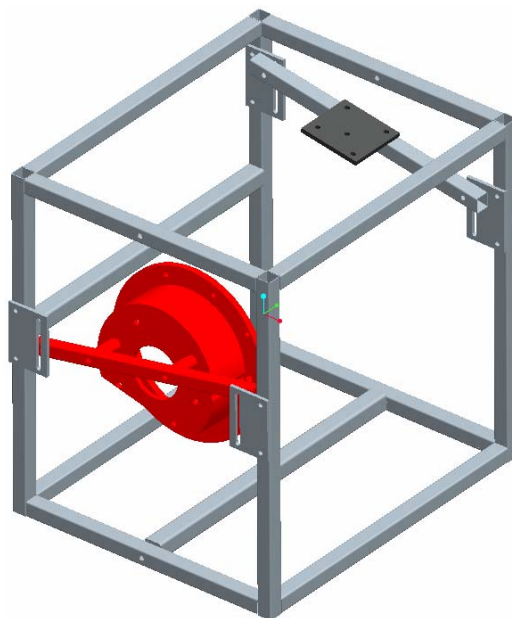
Obr. 12 Ukázka průběhu zrychlení snímače na místě č. 1

3 URČENÍ POLOHY TĚŽIŠTĚ A ELIPSOIDU SETRVAČNOSTI MOTORU

3.1 Příprava rámu

Nejprve bylo nutné upravit rám, který se používá pro měření různých agregátů (tj. motorů s převodovkou) tak, aby bylo možné do něj podle naší potřeby zabudovat samotný motor.

Úprava je v obr. 13 vyznačena červenou barvou.



Obr. 13 Upravený rám – model vytvořený v softwaru ProEngineer

Šlo o běžně užívanou přírubu, kterou bylo zapotřebí správně umístit pomocí příčky a dvou vymezovacích válečků. Příslušné výkresy jsou přidány za přílohami.



Obr. 14 Skutečný rám upravený pro samotný motor (fotografie)

3.2 Stanovení polohy těžiště motoru

Určení polohy těžiště bylo provedeno na základě měření na trojvláknovém závěsu (měření tahových sil v jednotlivých vláknech). Nejprve byla zjištěna poloha těžiště v jedné rovině YZ, následně se rám otočil a byla zjištěna poloha těžiště v rovině kolmé na původní (XY). Po provedení tohoto měření i pro samotný rám se určí těžiště samotného motoru (vzhledem k bodu MKW, viz dále). Podrobné výsledky jsou uvedeny v příloze č. 1.

Odečtení vlivu rámu bylo provedeno podle těchto vztahů:

$$x: \quad x_M = \frac{(m_R + m_M) \cdot x_S - m_R \cdot x_R}{m_M} \quad \text{kde: } m_R - \text{hmotnost rámu, } m_M - \text{hmotnost motoru}$$

$$y: \quad y_M = \frac{(m_R + m_M) \cdot y_S - m_R \cdot y_R}{m_M} \quad x_S - \text{poloha těžiště sestavy vzhledem k MKW}$$

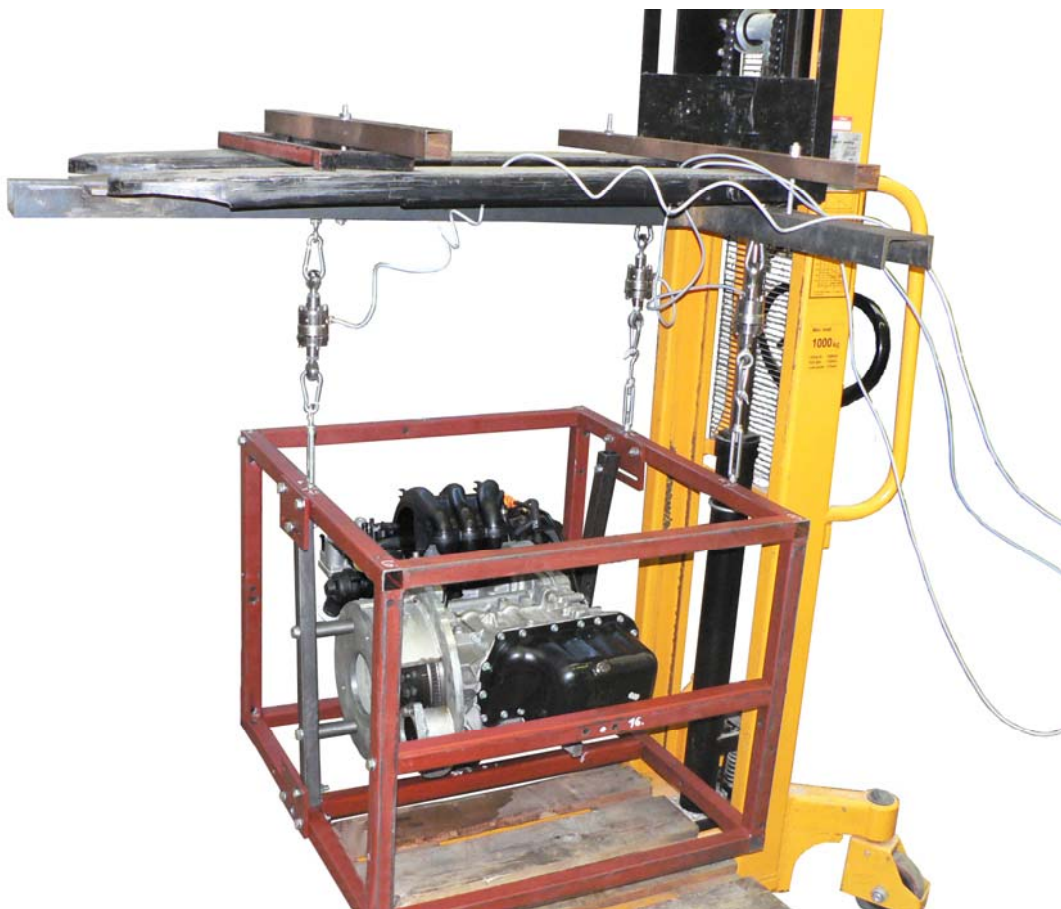
$$z: \quad \text{obdobně pro osu } z \quad x_R - \text{poloha těžiště rámu vzhledem k MKW}$$

Hmotnost samotného motoru činila 80,7kg, rámu 51,2kg a souřadnice těžiště motoru vzhledem k bodu MKW:

$$x_T = -19 \text{ mm}$$

$$y_T = 152 \text{ mm}$$

$$z_T = 99 \text{ mm}$$



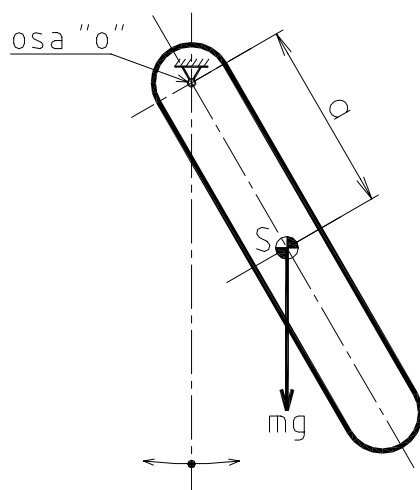
Obr. 15 Uspořádání při měření polohy těžiště v rovině YZ

3.3 Způsoby měření momentu setrvačnosti

K určení momentů setrvačnosti vozidla, nebo jeho částí se používají různé metody. Všechny měřicí metody jsou založeny na principu závislosti mezi momentem setrvačnosti tělesa a frekvencí vlastního kmitání. Při měření se předpokládá, že kmitání je netlumené a měří se doba kmitu (perioda) T . Z praktických důvodů je vhodné počítat dobu kmitu jako průměrnou hodnotu z více kmitů.

3.3.1 Základní principy určení hmotnostního momentu setrvačnosti:

Fyzikální kyvadlo:

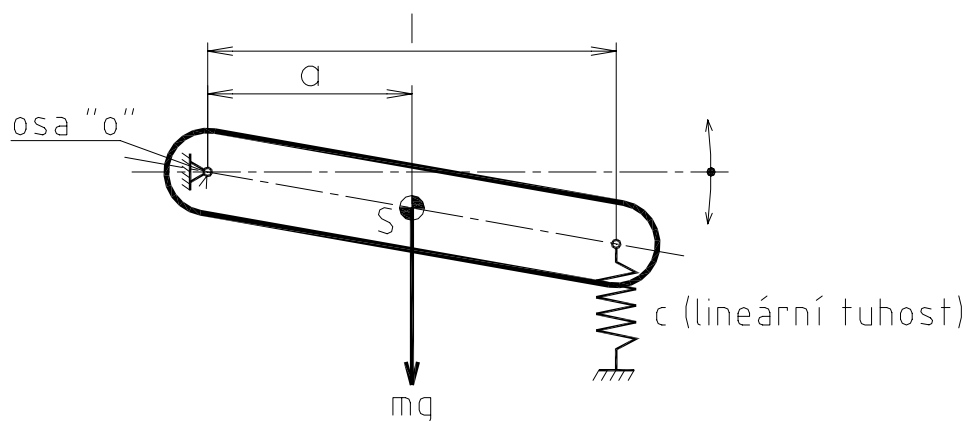


$$J_0 = \frac{m \cdot g \cdot a}{4 \cdot \pi^2} \cdot T^2$$

Steinerova věta:

$$J_S = J_0 - m \cdot a^2$$

Obr. 16

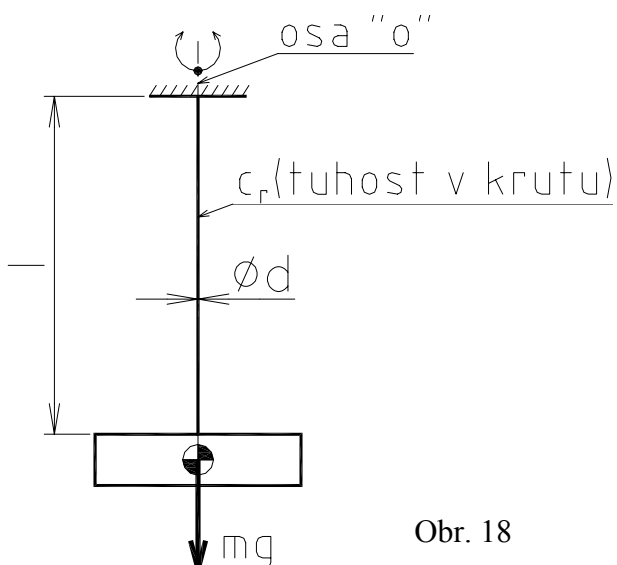


$$J_0 = \frac{c \cdot l^2}{4 \cdot \pi^2} \cdot T^2$$

$$J_S = J_0 - m \cdot a^2$$

Obr. 17

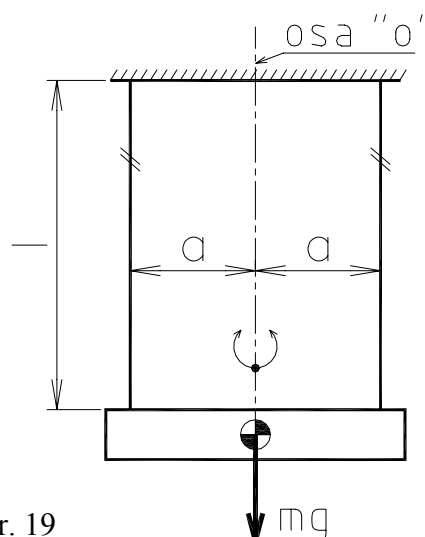
Torzní závěs:



$$J_0 = \frac{c_r}{4 \cdot \pi^2} \cdot T^2$$

Obr. 18

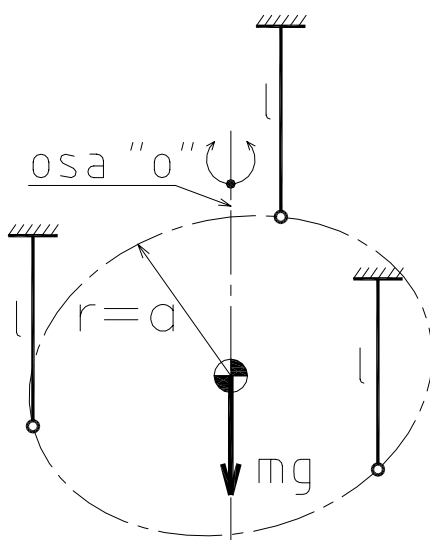
Bifilární závěs:



$$J_0 = \frac{m \cdot g \cdot a^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot l} \cdot T^2$$

Obr. 19

Trojvláknový závěs:

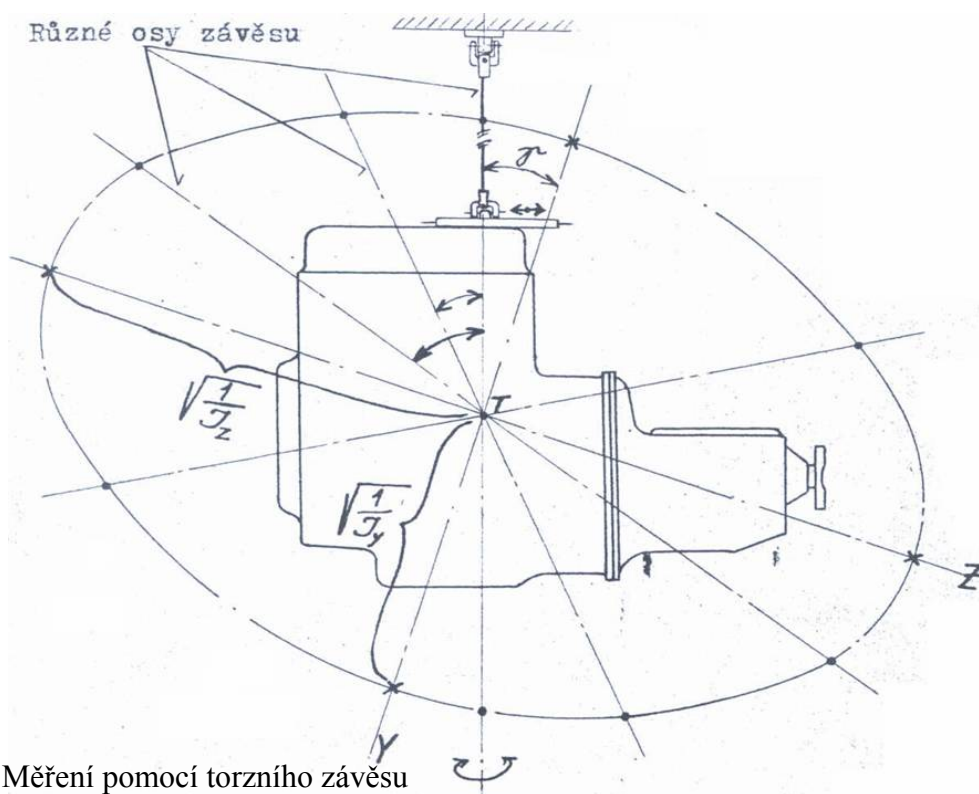


$$J_0 = \frac{m \cdot g \cdot a^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot l} \cdot T^2$$

Obr. 20

U těchto dvou metod (bifilární a trojvláknový závěs) musí být poloha závěsných lan volena tak, aby byla v klidové poloze rovnoběžná a vzhledem k ose kmitání byly jejich konce upevněny na stejném poloměru. [6]

3.3.2 Výpočet hodnot z jedno-vláknového torzního závěsu



Obr. 21 Měření pomocí torzního závěsu

Moment setrvačnosti motoru k svislé ose se určí ze vzorce pro rotační harmonický pohyb

$$\omega = \sqrt{\frac{c_r}{J}}.$$

Jestliže do něj dosadíme: $\omega = \frac{2\pi}{T}$, $c_r = \frac{J_p \cdot G}{l}$, $J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$, dostaneme $J = \frac{T^2 \cdot G \cdot d^4}{128 \cdot \pi \cdot l}$,

kde: ω - úhlová rychlost,

T - doba periody,

c_r - úhlová tuhost drátu,

l - délka drátu,

d - průměr drátu,

J_p - polární moment průřezu drátu,

G - tíha motoru (rámu s motorem)

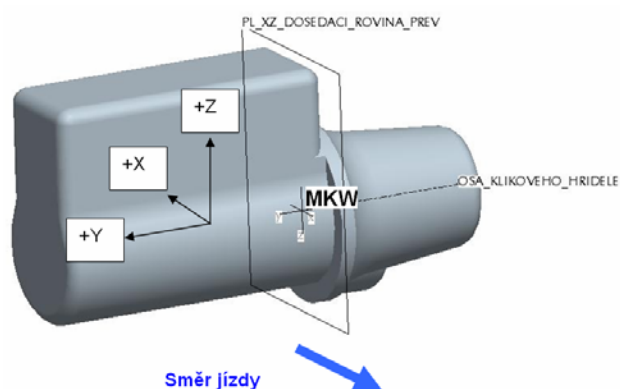
Vynášíme-li postupně z těžiště hodnoty $\sqrt{\frac{1}{J}}$ v určitém měřítku, jako vektory ve směru osy

závěsu, vyplní koncové body v prostoru elipsoid setrvačnosti. Pro případ souměrnosti vyšetřovaného celku k rovině YZ bychom vystačili s elipsou setrvačnosti v této rovině (řez elipsoidu rovinou YZ). Náš případ ale není souměrný a z toho důvodu, sestrojíme elipsoid tak, že z těžiště sestrojíme hlavní poloosy elipsoidu, pomocí známých hlavních momentů setrvačnosti a směrových kosinů.

3.4 Určení elipsoidu setrvačnosti

K měření byla použita metoda jedno-vláknového torzního závěsu. Motor bylo zapotřebí nejprve vhodně umístit do připraveného rámu. Na rámu je vyznačen souřadný systém, který musí být v souladu se souřadným systémem motoru.

Na motoru je souřadný systém definován od určitého počátku (bodu MKW), podle obr. 22 v souladu se zvyklostmi výrobce. MKW – je dán průsečíkem dosedací roviny převodovky s osou klikového hřídele. K tomuto bodu bude vztažena zjištěná poloha těžiště a tím i střed elipsoidu setrvačnosti.



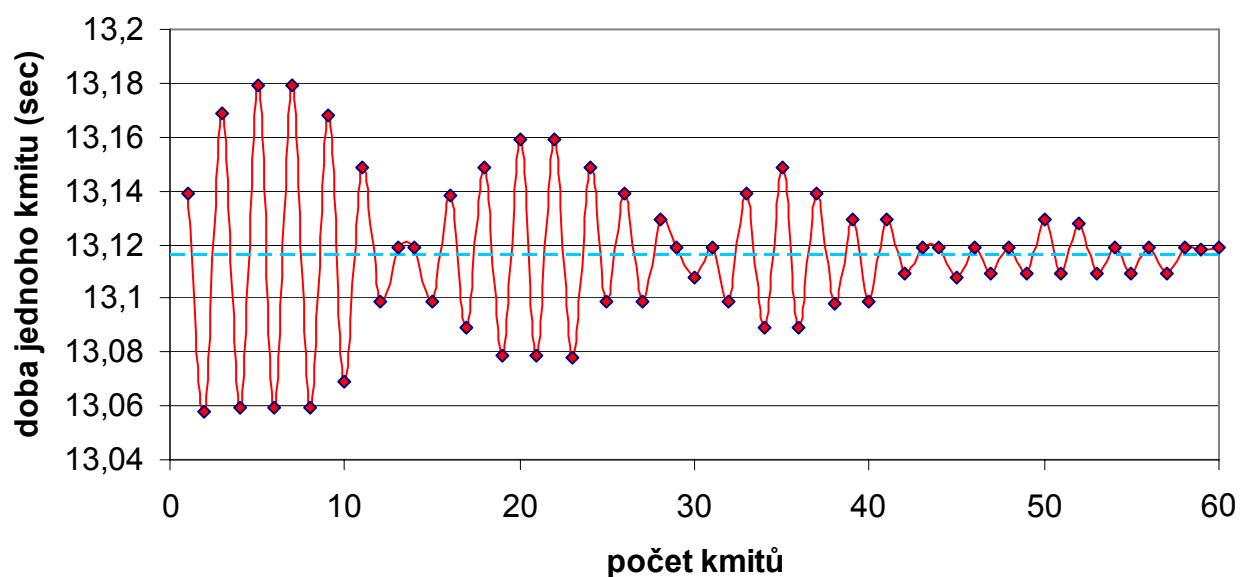
Obr. 22 Znázornění bodu MKW

Orientace os souřadného systému je také vyznačena na obr. 22 tj. osa **Y** je totožná s osou klikového hřídele, osa **Z** je rovnoběžná s osami válců a osa **X** je kolmá na rovinu **YZ**. Motor musí být ustaven tak, aby osy obou souřadných systémů (motoru a rámu) byly rovnoběžné. Po zavěšení motoru v rámu na torzní závěs bylo nutné změřit úhly mezi vodorovnou rovinou a osami souřadného systému rámu. Pomocí libely byla určena tato vodorovná rovina a k ní se měřily příslušné úhly. Použitý zkrutný drát má průměr $6,3 \pm 0,045 \text{ mm}$, délku 2540 mm a je zakončen stejnými křížovými klouby, které zajišťují čistě krutové namáhání drátu.

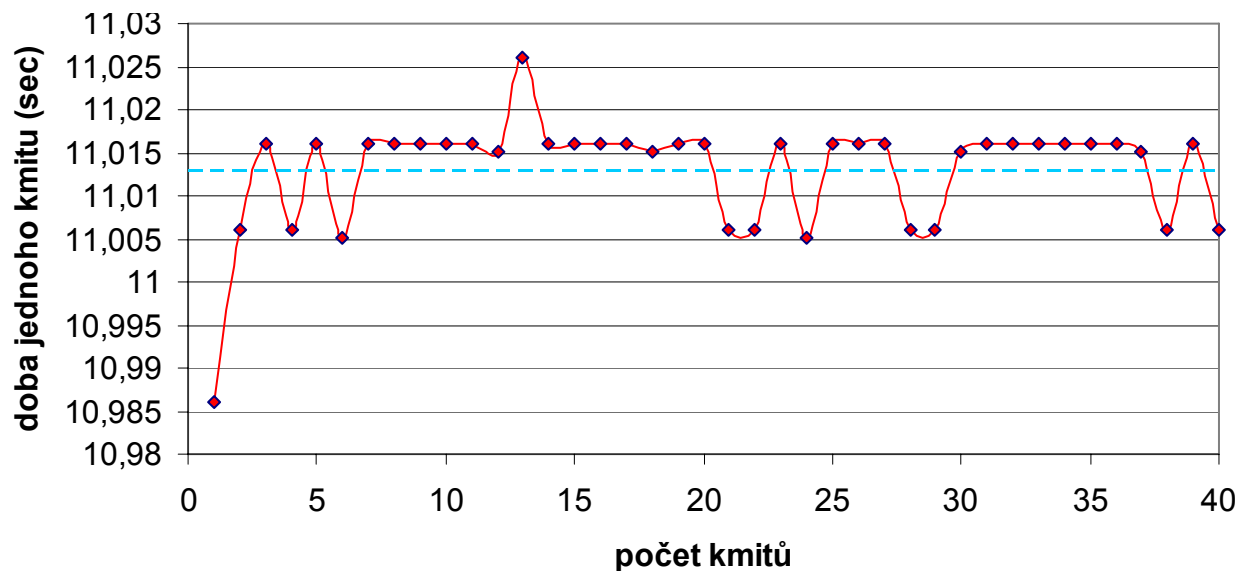
Nyní bylo zapotřebí rám rozkývat. Záleží na tom, aby se pokud možno rám natáčel pouze kolem svislé osy a nedocházelo k nežádoucímu houpání, nebo kolébání. Ne vždy se povede rám takto rozkývat, takže je někdy potřeba kývání zastavit a rozkývání zopakovat. Doba periody se měřila optickou závorou, kterou vidíme na obr. 25 a byla zaznamenávána přímo počítačem. Výsledná doba se určila jako průměrná hodnota z minimálně padesáti kyvů (až poté, co došlo k ustálení doby periody). Protokoly z tohoto měření jsou v příloze č. 1.

Při tomto měření byl motor v rámu uložen bez náplní kapalin.

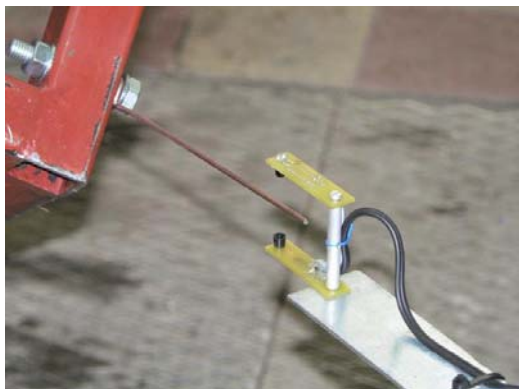
Ukázka průběhu doby kmitu z měření:



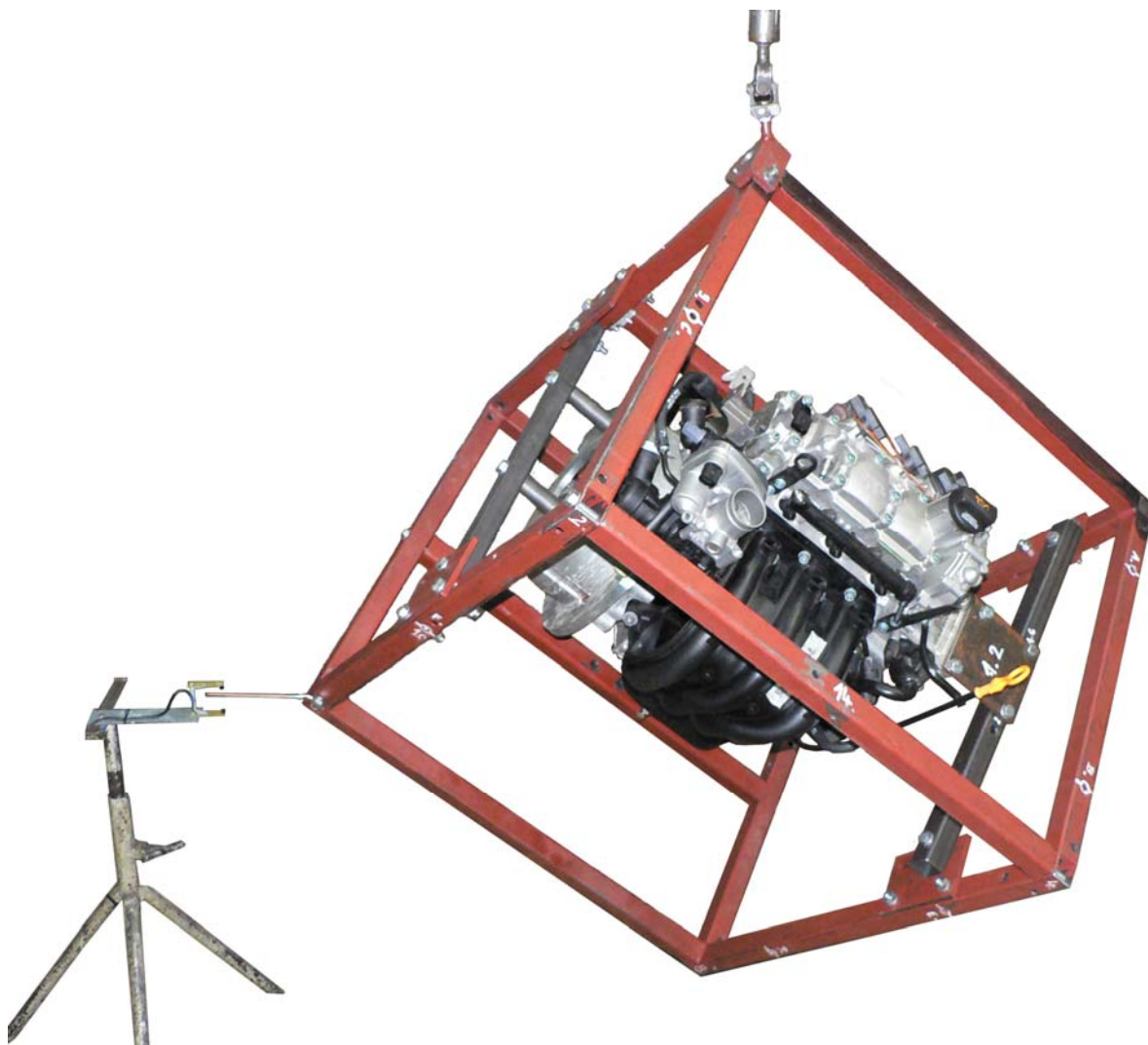
Obr. 24 Ukázka průběhu doby kmitu – špatně rozkýváno (přídavné kmitání i ve svislé rovině)



Obr. 23 Ukázka průběhu doby kmitu – dobře rozkýváno



Obr. 25 Optická závora



Obr. 26 Zavěšení motoru v rámu

Pro určení matice setrvačnosti je zapotřebí nejméně šesti měření. V našem případě bylo vždy provedeno deset měření a následně byl vypočten elipsoid setrvačnosti motoru pomocí metody nejmenších čtverců.

Opět bylo měření provedeno dvakrát, nejprve pro motor s rámem a následně pro samotný rám. Pomocí Steinerovy věty byl vliv rámu odečten.

Matice momentů setrvačnosti k těžišti motoru:

$$\begin{vmatrix} J_x & -D_{xy} & -D_{zx} \\ -D_{xy} & J_y & -D_{yz} \\ -D_{zx} & -D_{yz} & J_z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2,67 & 0,11 & 0,02 \\ 0,11 & 2,32 & -0,10 \\ 0,02 & -0,10 & 1,66 \end{vmatrix} [kg \cdot m^2]$$

Hlavní momenty setrvačnosti motoru:

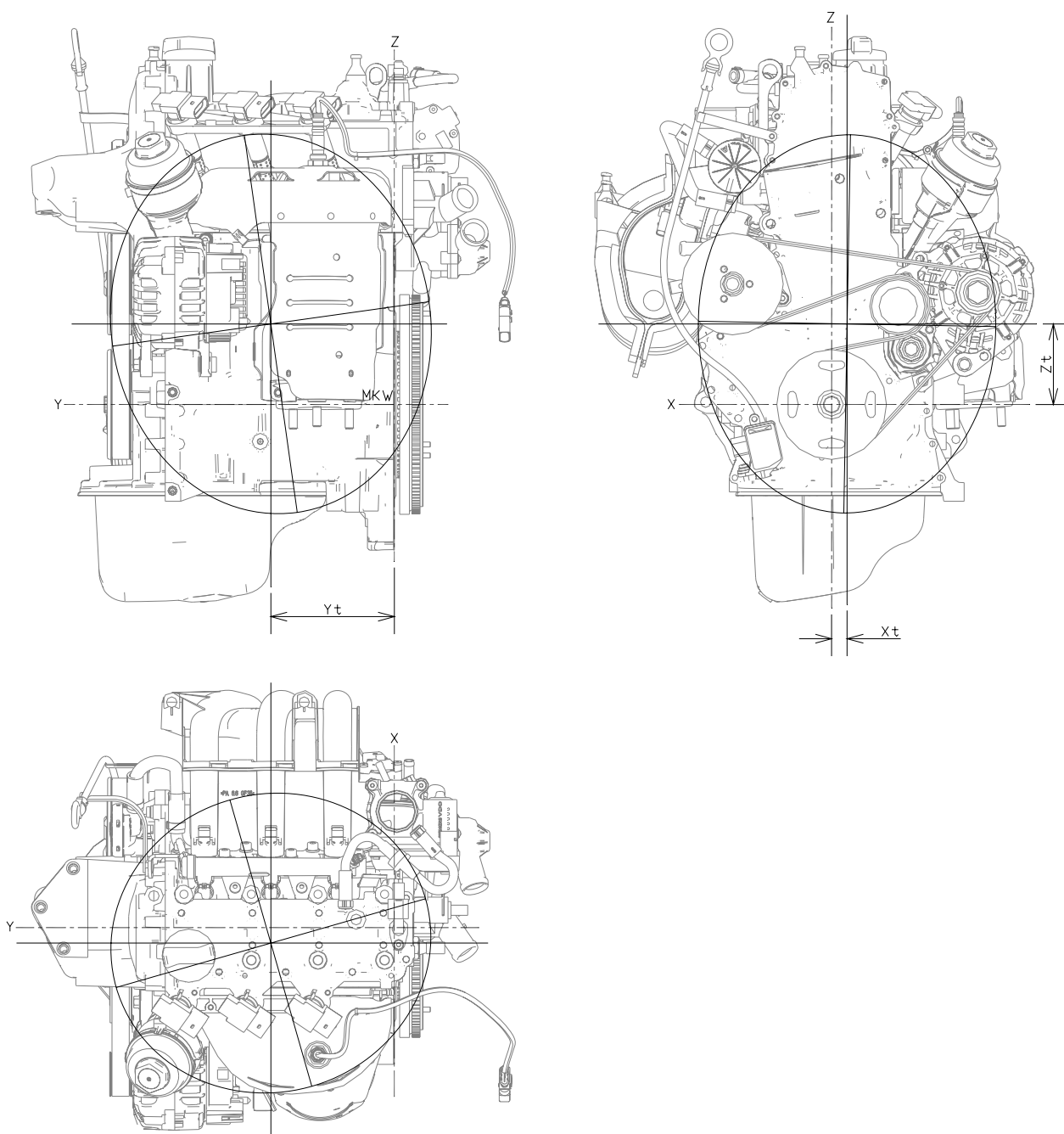
$$J_1 = 1,64 [kg \cdot m^2]$$

$$J_2 = 2,30 [kg \cdot m^2]$$

$$J_3 = 2,70 [kg \cdot m^2]$$

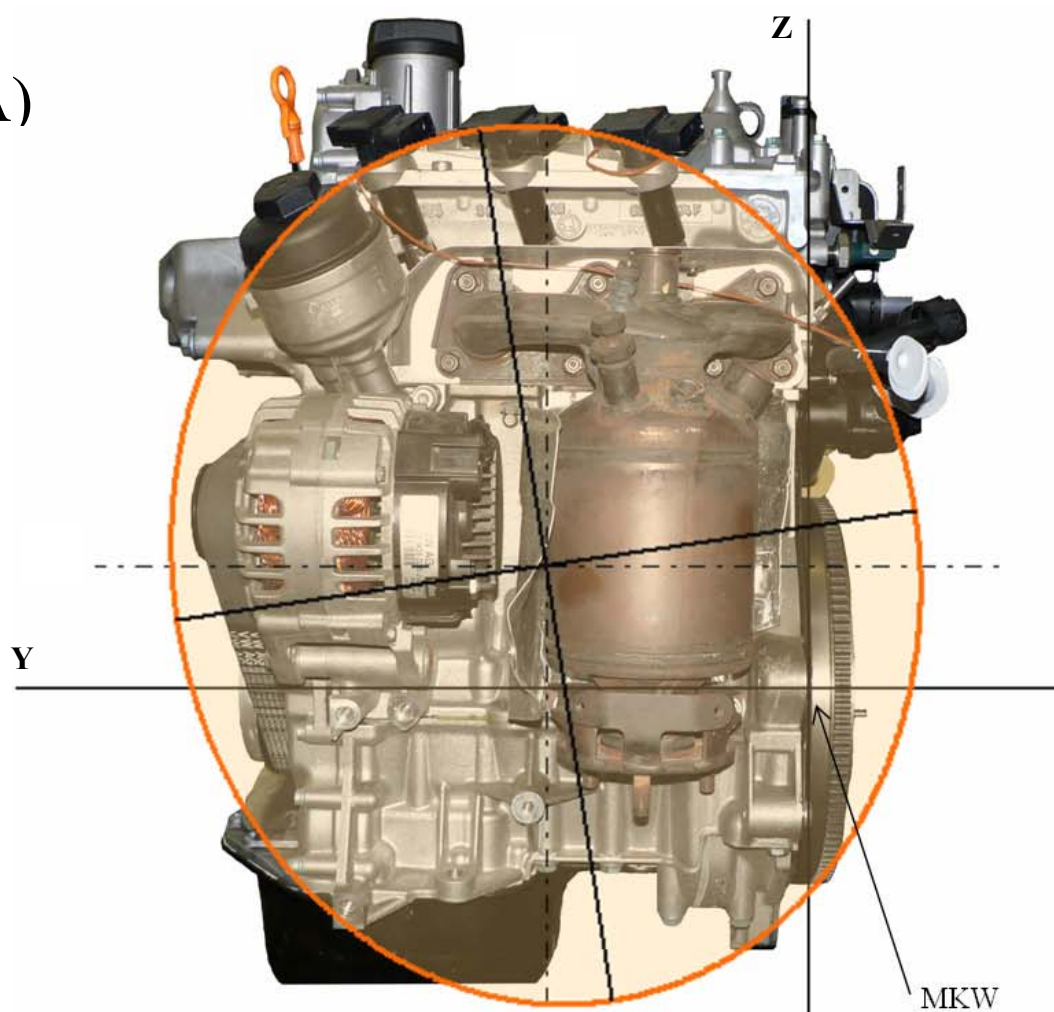
Matice směrových kosinů hlavních os setrvačnosti motoru:

$$\begin{vmatrix} \cos \alpha_1 & \cos \alpha_2 & \cos \alpha_3 \\ \cos \beta_1 & \cos \beta_2 & \cos \beta_3 \\ \cos \gamma_1 & \cos \gamma_2 & \cos \gamma_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0,03406 & 0,26891 & 0,96256 \\ -0,15198 & -0,95053 & 0,27093 \\ -0,98780 & 0,15552 & -0,00850 \end{vmatrix} [kg \cdot m^2]$$

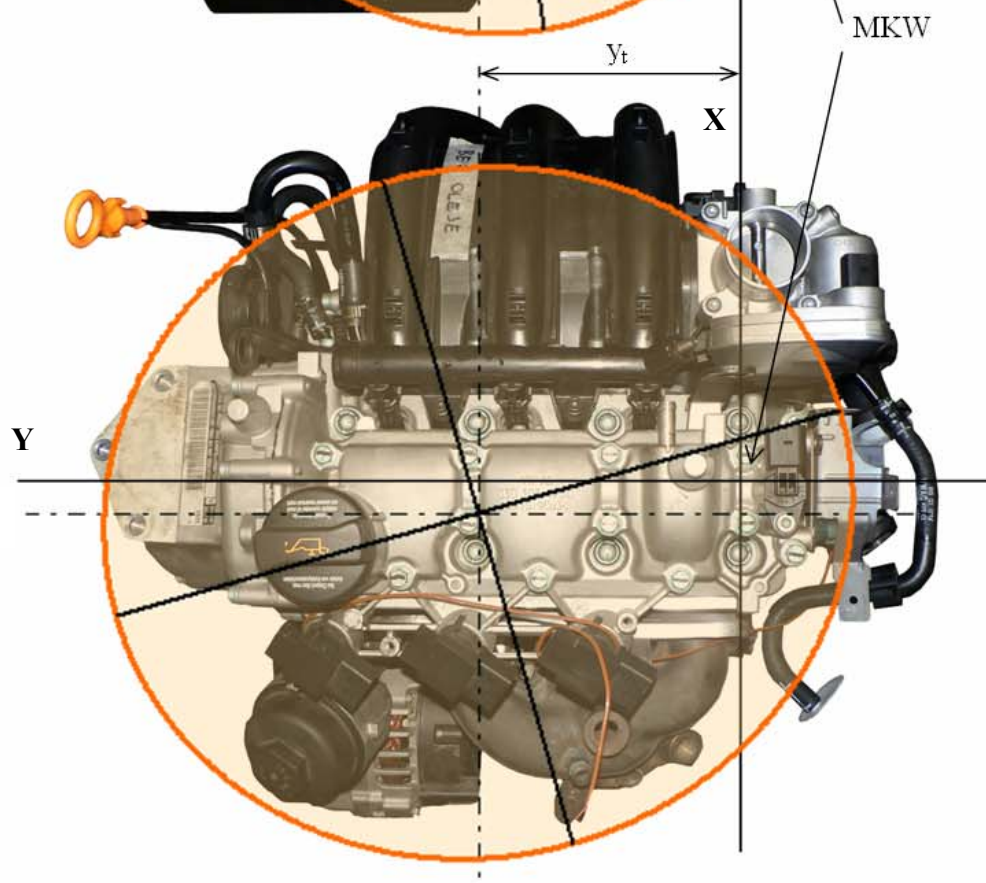


Obr. 27 Řezy elipsoidu setrvačnosti rovinami procházejícími těžištěm

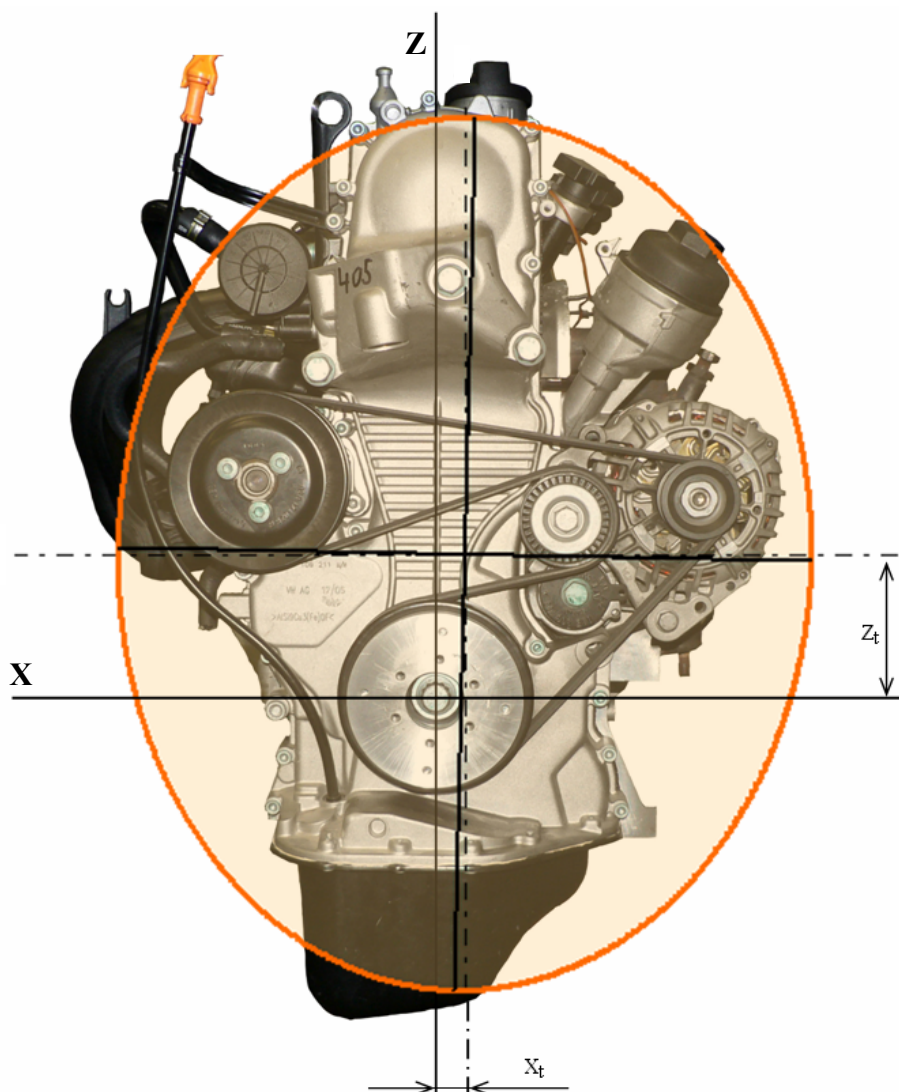
A)



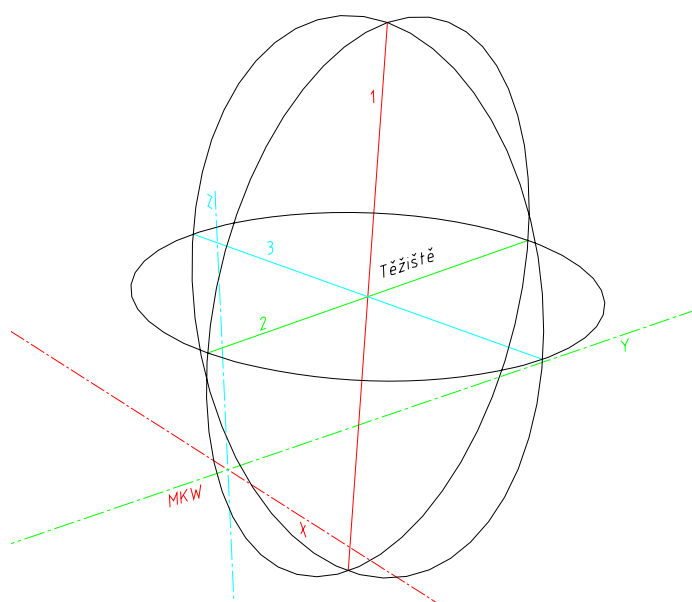
B)



C)



Obr. 28 Přibližné znázornění řezů elipsoidu setrvačnosti rovinami procházejícími těžištěm na snímcích reálného motoru. A) - nárys, B) - půdorys, C) – bokorys.



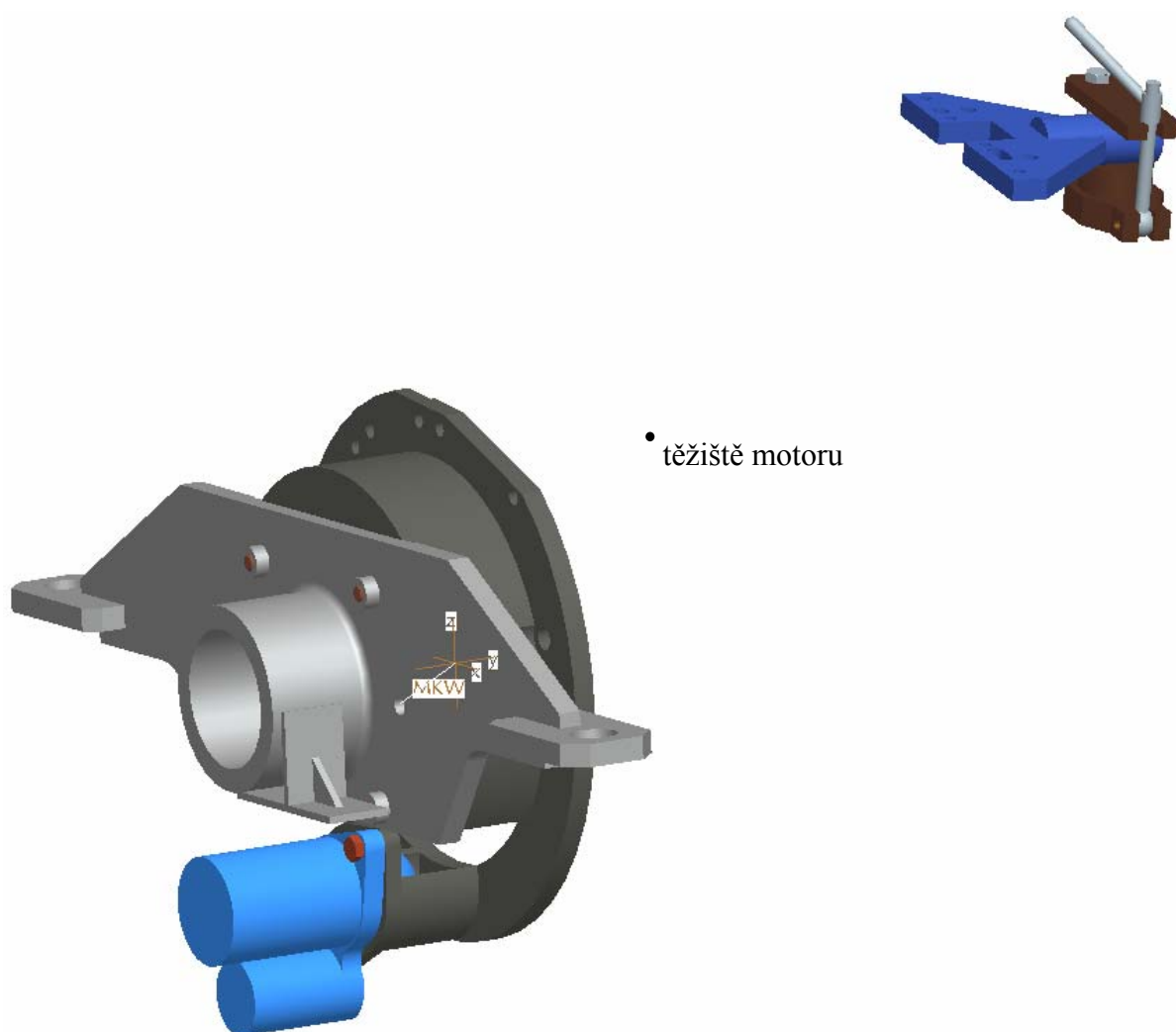
Obr. 29 Umístění elipsoidu setrvačnosti motoru v prostoru

3.5 Přepočet hodnot pro uložení na novém brzdovém stanovišti

Protože na brzdovém stanovišti není uložen samotný motor (tak jak byl měřen), ale je k němu pevně přimontováno ještě několik dalších součástí, jako například příruba podobná jako při měření momentu setrvačnosti, přitlačný kotouč spojky i spojková lamela, příčník, startér a jiné další, je zapotřebí tyto součásti vzít v úvahu při stanovení nového pozměněného elipsoidu setrvačnosti a polohy jeho těžiště pro tento nový celek uložený na brzdovém stanovišti.

Z toho důvodu byly přídavné součásti motoru vymodelovány v softwaru ProEngineer, pomocí kterého se běžně určuje hmotnost, poloha těžiště i matice setrvačnosti.

Poznamenejme, že startér byl vymodelován pouze s přibližnými rozměry a byla mu přiřazena hodnota hmotnosti získaná vážením. Stejně se postupovalo i u přitlačného kotouče spojky a lamely.



Obr. 30 Vymodelované součásti připojované k motoru v polohách podle skutečnosti

Matice momentů setrvačnosti pro součásti přičtené k motoru vztažená k jejich těžišti (výsledek ze softwaru ProEngineer):

$$\begin{vmatrix} \bar{J}_X & -\bar{D}_{XY} & -\bar{D}_{ZX} \\ -\bar{D}_{XY} & \bar{J}_Y & -\bar{D}_{YZ} \\ -\bar{D}_{ZX} & -\bar{D}_{YZ} & \bar{J}_Z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1,58 & 0,06 & 0,03 \\ 0,06 & 1,17 & -0,54 \\ 0,03 & -0,54 & 1,61 \end{vmatrix} [kg \cdot m^2]$$

Hmotnost všech přidaných součástí: $m_p = 38,1[kg]$

Těžiště těchto součástí vzhledem k bodu MKW má souřadnice:

$$\bar{x}_T = -2,8[mm] \quad \bar{y}_T = -30,6[mm] \quad \bar{z}_T = 16,4[mm]$$

Aby bylo možno určit matici momentů setrvačnosti celé sestavy (motoru a přidaných součástí), je nutné přepočítat matici setrvačnosti přidaných součástí i motoru ke stejnému bodu, v našem případě MKW. Přepočet provedeme pomocí Steinerovy věty.

Pro přidané součásti:

$$\begin{aligned} \bar{J}'_X &= \bar{J}_X + m_p \cdot (\bar{y}_T^2 + \bar{z}_T^2) & \bar{D}'_{XY} &= \bar{D}_{XY} - m_p \cdot \bar{x}_T \cdot \bar{y}_T \\ \bar{J}'_Y &= \bar{J}_Y + m_p \cdot (\bar{x}_T^2 + \bar{z}_T^2) & \bar{D}'_{XZ} &= \bar{D}_{XZ} - m_p \cdot \bar{x}_T \cdot \bar{z}_T \\ \bar{J}'_Z &= \bar{J}_Z + m_p \cdot (\bar{x}_T^2 + \bar{y}_T^2) & \bar{D}'_{YZ} &= \bar{D}_{YZ} - m_p \cdot \bar{y}_T \cdot \bar{z}_T \end{aligned}$$

Obdobně pro samotný motor:

$$J'_X = J_X + m_M \cdot (y_T^2 + z_T^2) \quad D'_{XY} = D_{XY} - m_M \cdot x_T \cdot y_T$$

dále stejným způsobem.

Součtem matic dostaneme matici momentů setrvačnosti celé sestavy k bodu MKW:

$$\begin{vmatrix} \hat{J}'_X & -\hat{D}'_{XY} & -\hat{D}'_{ZX} \\ -\hat{D}'_{XY} & \hat{J}'_Y & -\hat{D}'_{YZ} \\ -\hat{D}'_{ZX} & -\hat{D}'_{YZ} & \hat{J}'_Z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 6,95 & 0,40 & 0,20 \\ 0,40 & 4,32 & -1,83 \\ 0,20 & -1,83 & 5,20 \end{vmatrix} [kg \cdot m^2]$$

Hmotnost sestavy: $m_s = m_p + m_M = 118,8[kg]$

Souřadnice těžiště sestavy vzhledem k MKW:

$$\begin{aligned} \hat{x}_T &= \frac{m_p \cdot \bar{x}_T + m_M \cdot x_T}{m_p + m_M} = -13,8[mm] & \hat{y}_T &= \frac{m_p \cdot \bar{y}_T + m_M \cdot y_T}{m_p + m_M} = 93,4[mm] \\ \hat{z}_T &= \frac{m_p \cdot \bar{z}_T + m_M \cdot z_T}{m_p + m_M} = 72,5[mm] \end{aligned}$$

Následně opět pomocí Steinerovy věty dopočítáme matici setrvačnosti sestavy ke svému těžišti:

$$\hat{J}_X = \hat{J}'_X - m_S \cdot (\hat{y}_T^2 + \hat{z}_T^2) \quad D'_{XY} = D_{XY} + m_S \cdot \hat{x}_T \cdot \hat{y}_T$$

$$\begin{vmatrix} \hat{J}_X & -\hat{D}_{XY} & -\hat{D}_{ZX} \\ -\hat{D}_{XY} & \hat{J}_Y & -\hat{D}_{YZ} \\ -\hat{D}_{ZX} & -\hat{D}_{YZ} & \hat{J}_Z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 5,29 & 0,25 & 0,09 \\ 0,25 & 3,68 & -1,03 \\ 0,09 & -1,03 & 4,14 \end{vmatrix} [kg \cdot m^2]$$

Z této matice lze vypočítat hlavní momenty setrvačnosti:

$$\det \begin{vmatrix} 5,29 - \lambda & 0,25 & 0,09 \\ 0,25 & 3,68 - \lambda & -1,03 \\ 0,09 & -1,03 & 4,14 - \lambda \end{vmatrix} = -\lambda^3 + 13,11\lambda^2 - 55,47\lambda + 74,65$$

Kořeny této rovnice jsou hlavní momenty setrvačnosti $\lambda_1 = \hat{J}_1$, $\lambda_2 = \hat{J}_2$, $\lambda_3 = \hat{J}_3$

$$J_1 = 2,83 [kg \cdot m^2] \quad J_2 = 4,95 [kg \cdot m^2] \quad J_3 = 5,34 [kg \cdot m^2]$$

Abychom mohli elipsoid setrvačnosti v prostoru sestrojit, potřebujeme znát ještě matici směrových kosinů hlavních os setrvačnosti. Pro výpočet matice vycházíme z rovnice:

$$J_{(\alpha,\beta,\gamma)} = J_X \cos^2 \alpha + J_Y \cos^2 \beta + J_Z \cos^2 \gamma - 2D_{XY} \cos \alpha \cos \beta - 2D_{YZ} \cos \beta \cos \gamma - 2D_{XZ} \cos \alpha \cos \gamma$$

Pro směrové kosiny dále platí:

$$\cos^2 \alpha + \cos^2 \beta + \cos^2 \gamma = 1$$

Úpravou těchto rovnic dostaneme:

$$n = 1, 2, 3 \quad \frac{\cos \beta}{\cos \alpha} = \frac{D_{YZ}(J_X - J_n) + D_{XZ}D_{XY}}{D_{XY}D_{YZ} + D_{XZ}(J_Y - J_n)} = B_n$$

$$\frac{\cos \gamma}{\cos \alpha} = \frac{-D_{XY}^2 + (J_X - J_n)(J_Y - J_n)}{D_{XY}D_{YZ} + D_{XZ}(J_Y - J_n)} = C_n$$

$$\cos^2 \alpha_n (1 + B_n^2 + C_n^2) = 1$$

$$\cos \alpha_n = \sqrt{\frac{1}{1 + B_n^2 + C_n^2}} \quad \cos \beta_n = \cos \alpha_n \cdot B_n \quad \cos \gamma_n = \cos \alpha_n \cdot C_n$$

Výsledkem je matice směrových kosinů hlavních os setrvačnosti sestavy:

$$\begin{vmatrix} \cos \alpha_1 & \cos \alpha_2 & \cos \alpha_3 \\ \cos \beta_1 & \cos \beta_2 & \cos \beta_3 \\ \cos \gamma_1 & \cos \gamma_2 & \cos \gamma_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0,102 & 0,224 & 0,971 \\ -0,779 & -0,588 & 0,213 \\ -0,619 & 0,777 & -0,107 \end{vmatrix}$$

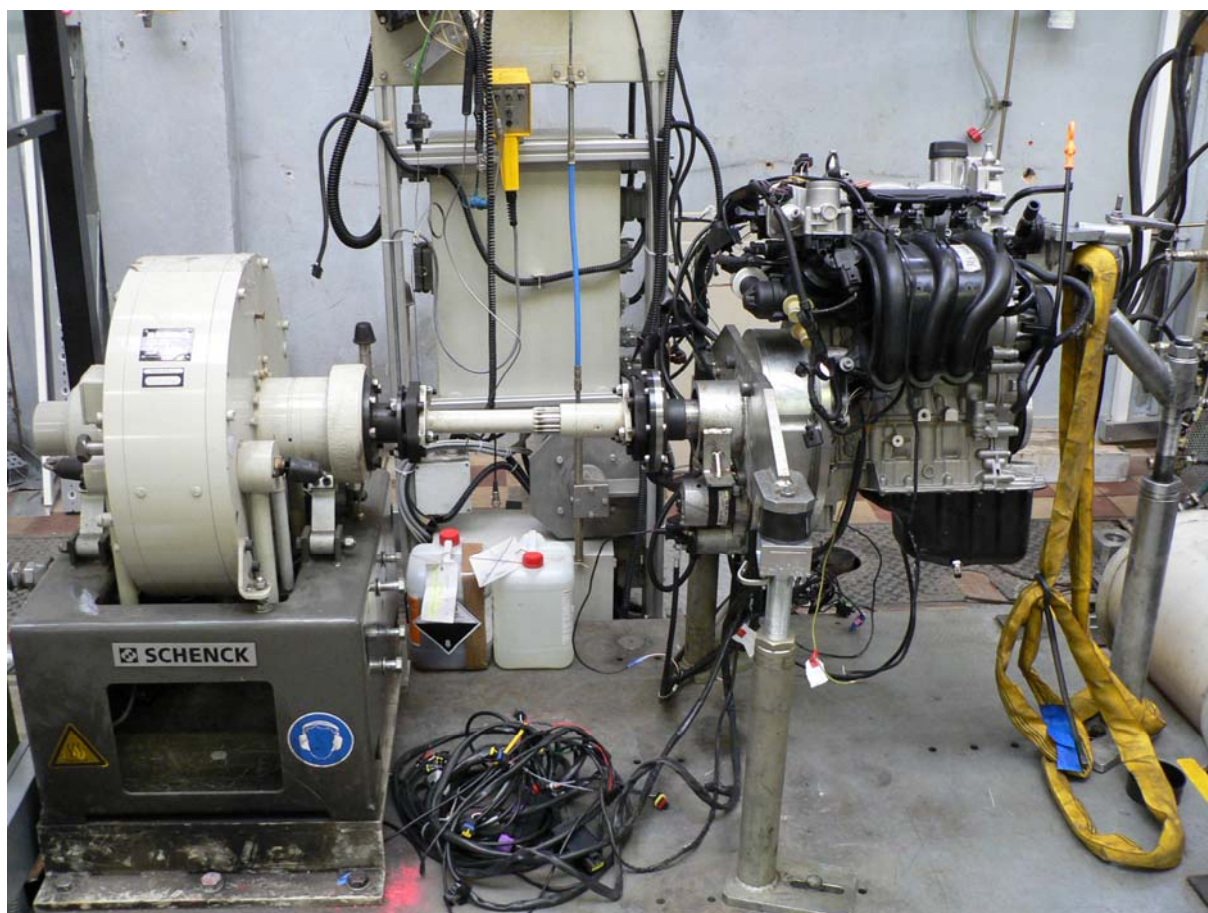
4 MĚŘENÍ NA NOVÉM ULOŽENÍ

Měření charakteristických hodnot kmitání na novém uložení

4.1 Popis nového uložení

Na novém stanovišti je motor uložen obdobně jako na předchozím, a to na tři podpory. U podpory z přední strany motoru již ovšem není využit původní držák, ale držák nový, který je vidět v pravém horním rohu obr. 30. Dvě podpory v zadní části motoru jsou zatěžovány přes přírubu a „příčník“ jak ukazuje levá dolní část obr. 30.

Všechna tři pružná lůžka s pryží tvrdosti 50° Sh podle tab. 2 jsou umístěna tak, že jejich podélná osa je rovnoběžná s osou Z motoru. Lůžka umístěná na „příčníku“ leží v rovině XY motoru a třetí lůžko leží 250 mm nad touto rovinou.



Obr. 31 Nové brzdové stanoviště

4.1.1 Vlastnosti pružných lůžek

Pryž jako konstrukční materiál pro pružná lůžka (izolátory kmitání, silentbloky) má některé výhodné vlastnosti. Její pružnost lze měnit v značném rozsahu (modul pružnosti v tahu bývá mezi 1 až 12 MPa). Také schopnost tlumení kmitů se u různých druhů pryží liší. Pryž se dá snadno spojovat s kovy i jinými konstrukčními materiály. Objemově je pryž téměř nestlačitelná, což se musí především respektovat při návrhu izolátoru. Pružné deformace jsou možné jen když může pryž měnit tvar. Hustota pryže je asi 1 až 1,5 kg/dm³. Důležitou vlastností je tvrdost pryže, měřená ve stupních Sh, která se na rozdíl od oceli stanoví v oblasti pružných deformací, nejčastěji jako odpor proti vnikání kuličky do pryže, vztažený na jednotku stykové plochy. Měření ukázala, že existuje jednoznačná závislost mezi tvrdostí pryže a jejím modulem pružnosti v tahu a ve smyku (E, G), což je výhodné pro rychlé a jednoduché určování hodnot.

Obvyklá hodnota modulu pružnosti pryže pro izolátory je $E = 1$ až 6 MPa. Dovolené namáhání v tahu, nebo tlaku je 1 až 2 MPa pro namáhání statické a 0,5 MPa pro dynamické. Ve smyku se povoluje pro namáhání statické 0,6 až 1,2 MPa, pro dynamické 0,3 až 0,5 MPa. Pevnost v tahu se pohybuje v mezích 3 až 35 MPa. U pryží byl zaznamenán podstatný rozdíl mezi tuhostí změřenou staticky a tuhostí dynamickou, zjišťovanou při vibracích. V literatuře [3] se uvádí poměr $K_{\text{dyn}}/K_{\text{stat}} = 0,9$ až 1,5 v závislosti na frekvenci zatěžování.

Disipace energie je způsobená hysterezí pryže. Pohlcená energie se mění v teplo, a proto je třeba se postarat o jeho odvádění do okolí. Stupeň útlumu vibrací závisí na frekvenci kmitání i na objemu pryže. Se stoupající frekvencí a tloušťkou pryže útlum roste. Pryž mění své vlastnosti s teplotou. Při vysokých teplotách ($>150^{\circ}\text{C}$) pryž měkne, při nízkých křehne (při velmi nízkých teplotách $<-50^{\circ}\text{C}$ se stává křehkou jako sklo, zmrzne). Na vzduchu pryž stárne a mění své vlastnosti během několika let, zejména při vyšší teplotě a účinkem slunečního záření. [3]

4.1.2 Použitá pružná lůžka

Pružná pryžová lůžka (nebo také silentbloky, izolátory vibrací) použitá ve všech třech podporách jsou vyrobena firmou Rubena a.s. Jde o typ 87.12 podle obr. 32, jehož rozměry jsou uvedeny v tab. 2. Lůžka byla k dispozici ve třech variantách tuhosti.



Obr. 32 Pružné lůžko [13]

Charakteristiky těchto lůžek (závislost deformace na zatížení) změřené na univerzálním zkušebním stroji pro zkoušky tahem a tlakem ve zkušebně TUL jsou uvedeny v příloze č. 2. Změřené závislosti osového tlakového zatížení a deformací lůžek byly téměř lineární a to v celém rozsahu zatížení.

Tab. 2

Typ silentbloku	Vnější průměr [mm]	Výška [mm]	Závit	Tvrdość [°Sh]	Změřená osová tuhost [Nm ⁻¹]
87.12	70	48	M12x24	40	350 000
87.12	70	48	M12x24	50	380 000
87.12	70	48	M12x24	60	700 000

Výpočet těchto typů pružných lůžek (pro malé deformace):

Označme tlakovou sílu F , průřez S a délku l . Pak je:

$$\frac{dF}{dl} = -E \frac{S}{l}$$

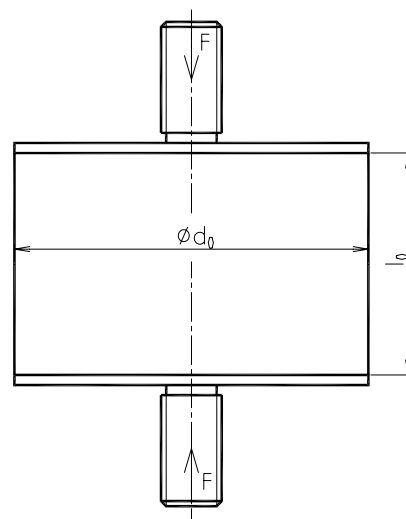
podmínka objemové stlačitelnosti pryže: $Sl = S_0 l_0$

$$\frac{dF}{dl} = -ES_0 l_0 \frac{1}{l^2}$$

Předpokládejme, že modul pružnosti E pryže je konstantní. Integrací v mezích (l_0 až l) dostaneme:

$$F = ES_0 \frac{l_0 - l}{l} \quad \text{zavedeme-li stlačení } (-\Delta l), \text{ bude}$$

$$F = ES_0 \frac{\Delta l / l_0}{1 + \Delta l / l_0} \quad (\text{pro tah } \Delta l > 0)$$



Obr. 33 K výpočtům pružného lůžka

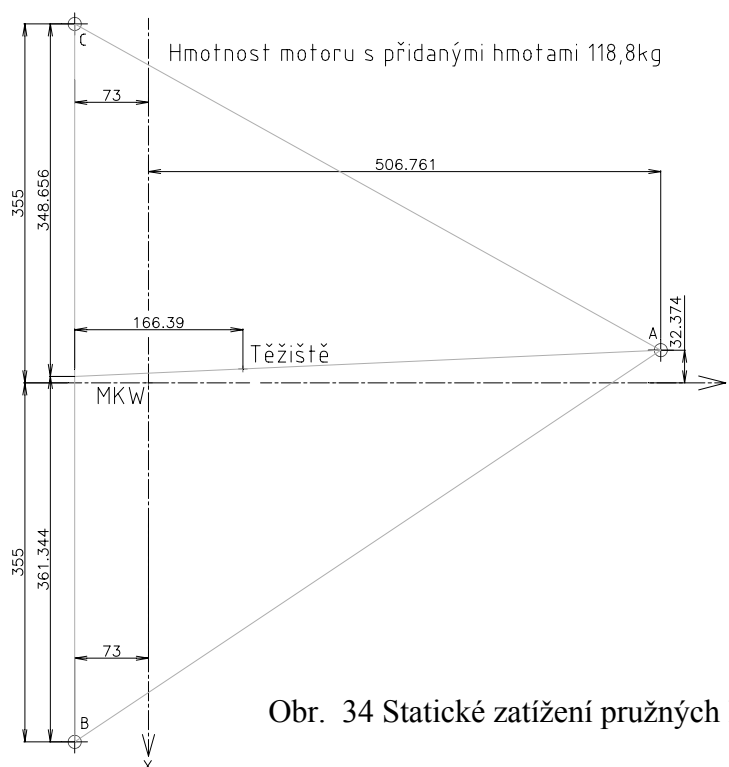
Tato závislost odpovídá dobře skutečnosti, jde-li o tlak. Při tahu zhruba vyhovuje, pokud je prodloužení menší než 50%.

$$\frac{F}{S} = E \frac{S_0}{S} \frac{\Delta l}{l_0 + \Delta l} = E \frac{l_0 + \Delta l}{l_0} \frac{\Delta l}{l_0 + \Delta l} = E \frac{\Delta l}{l_0} \quad \text{je tedy} \quad \sigma = E \frac{\Delta l}{l_0}$$

Takže skutečné napětí v průřezu souvisí s deformací lineárně.

[3]

Statické zatížení pružných lůžek:



$$G = m_s \cdot g = 118,8 \cdot 9,81 = 1165,4[N]$$

Statické zatížení lůžka A:

$$A = \frac{166,4}{506,8 + 73,0} \cdot 1165,4 = 334,5[N]$$

Statická deformace lůžka A:

$$q_A = \frac{A}{c} = \frac{334,5}{380} = 0,9[mm]$$

Statické zatížení lůžka B:

$$B = \frac{G - A}{355,0 + 355,0} \cdot 348,7 = \frac{831,0}{710,0} \cdot 348,7 = 408,1[N]$$

Statická deformace lůžka B:

$$q_B = \frac{B}{c} = \frac{408,1}{380} = 1,1[mm]$$

Statické zatížení lůžka C:

$$C = \frac{G - A}{355,0 + 355,0} \cdot 361,3 = \frac{831,0}{710,0} \cdot 361,3 = 422,9[N]$$

Statická deformace lůžka C:

$$q_C = \frac{C}{c} = \frac{422,9}{380} = 1,1[mm]$$

4.1.3 Dynamometr

Vířivý dynamometr WT 190 od firmy Schenck Pegasus GmbH je vidět vlevo na obr. 31. Těleso dynamometru na vířivé proudy řady WT se skládá ze dvou chladicích komor se soustřednými chladicími kanály, které dohromady jsou namontovány na dvou podporách. Uvnitř tělesa je rotor diskového tvaru, složený z více částí a uložený v kuličkových ložiskách s drážkou, která mají životnostní tukovou náplň.

Těleso dynamometru obsahuje také budicí cívku se soustředným vinutím. Pólové kolo rotoru se otáčí ve středu budicí cívky.

Princip funkce vířivých dynamometrů řady WT:

V dynamometru na vířivé proudy se mechanická energie produkovaná zkoušeným strojem mění v teplo, které musí být odvedeno chladicí vodou. Chladicí voda není zavedena do brzdného procesu.

Brzdný efekt je založen na otáčení ozubeného rotoru ve stacionárním magnetickém poli. Magnetické pole ϕ_e je vybuzeno stejnosměrným proudem I_e , který protéká budicí cívkou. Magnetické siločáry jsou kolmé na směr otáčení rotoru a uzavírají se chladicím pláštěm vířivého dynamometru a diskem rotoru. Ve vzduchové mezeře mezi rotorovými zuby a vnitřními stěnami chladicího pláště jsou magnetické siločáry zhuštěné.

Otáčení rotoru indukují ve vnitřních stěnách chladicího pláště vířivé proudy. Magnetické pole těchto vířivých proudů brání rotaci rotoru a tento účinek se zvětšuje s narůstající rychlostí a s budicím proudem až do maximálního rozsahu výkonu.

Výkyvné uložení tělesa vířivého dynamometru a jeho působení na snímač síly pomocí páky umožňuje měření a zobrazení brzdného momentu jako síly působící na rameno dané délky. Výkon se stanoví měřením rychlosti a momentu. 60-ti zubový pólový disk na spojovací přírubě vířivého dynamometru dává 60 impulzů na otáčku pro rychlostní převodník.

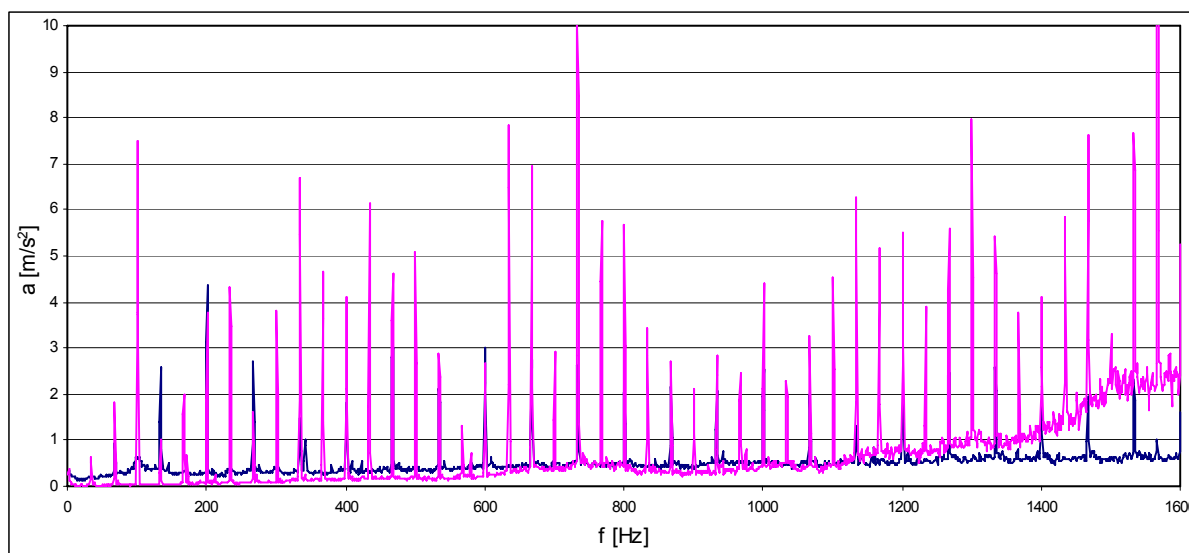
Vířivý dynamometr může pracovat v obou směrech otáčení.

[8]

5 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Pro porovnání zrychlení snímače v jednotlivých umístěních byl vypočten výsledný vektor (ze změřených zrychlení ve třech na sebe kolmých osách), který byl vynesena do grafů v závislosti na frekvenci. U starého uložení jsou významné amplitudy zrychlení patrné v mezích frekvence 50 až 500 Hz, ovšem u nového jsou tyto amplitudy zrychlení až za hranici 1600 Hz, do které byl nastaven měřicí rozsah. Avšak pro porovnání jsou grafy vyobrazeny do frekvence 500 Hz. Výsledné závislosti ze všech měřicích míst, ve třech osách, pro všechny režimy z obou uložení jsou uloženy na přidaném CD.

Z porovnávacích závislostí uvedených v příloze č. 4 je patrné, že pro nízké otáčky dochází při uložení na novém brzdovém stanovišti k menším zrychlením snímače a to ve všech měřicích místech. Avšak s rostoucími otáčkami se amplitudy zrychlení jak ukazuje obr. 35 výrazně zvyšují až na mnohonásobek zrychlení při starém způsobu uložení. Lze se pouze domnívat, co způsobuje že amplitudy zrychlení při stoupající frekvenci nad 500 Hz neklesají, ale naopak. Vzhledem k tomu, že i zvuk motoru při otáčkách 4000 za minutu byl „drnčivý“, mohou být tyto vysoké harmonické složky způsobeny kontaktem motoru s nějakou pevnou částí uložení nebo jeho příslušenstvím. Kvůli tomu nelze toto nové uložení vůči starému objektivně porovnat.



Obr. 35 Ukázka průběhu zrychlení snímače na místě č. 1 pro 4000 min⁻¹, klapka 100%

Poznamenejme, že u snímače na pozici č. 4 došlo během měření opět k mírnému natavení plastového klipu (držáku) snímače zrychlení, avšak přesto bylo měření dokončeno. Proto nemůžeme s tímto měřením plnohodnotně porovnávat staré uložení.

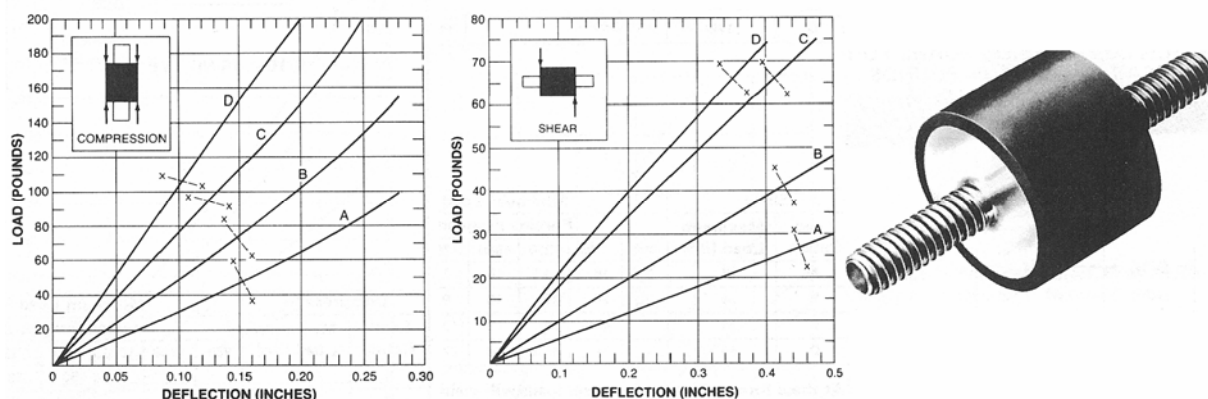
6 NÁVRH MOŽNÉHO ULOŽENÍ

Z hlediska dynamiky jde o vyřešení úlohy volného kmitání dokonale tuhého tělesa o šesti stupních volnosti (posuvy ve třech směrech a otočení kolem třech os) pružně uloženého v dokonale tuhém rámu. Návrh tohoto uložení motoru vychází z tzv. racionálního uložení, kdy střed pružnosti splyne s těžištěm a hlavní osy pružnosti s centrálními osami elipsoidu setrvačnosti. V tomto případě řešíme s výhodou šest na sobě nezávislých rovnic. Tomu vyhovují například všechny případy, ve kterých jsou podpory uspořádány souměrně ke všem třem rovinám tvořeným hlavními osami elipsoidu setrvačnosti. Z toho důvodu volím čtyři podpory rozmístěné souměrně vzhledem k těžišti sestavy.

Poznamenejme, že vycházíme z matice setrvačnosti sestavy, ovšem po vytvoření podpor pro umístění pružných lůžek do jedné roviny elipsoidu setrvačnosti by se tato matice změnila. Z toho důvodu budeme kvůli zjednodušení uvažovat dodatečné podpory jako nehmotné a celý výpočet bude vycházet stále z původní matice setrvačnosti sestavy.

6.1 Zvolená pružná lůžka

Z kapacitních důvodů zkušebny byla lůžka zkoušena pouze tlakem ve směru jejich podélné osy. Příčná tuhost lůžek nebyla změřena, a proto pro návrh tohoto uložení byla vybrána lůžka z katalogu americké firmy DSG Designatronics Inc., který veškeré potřebné hodnoty zatěžovacích charakteristik obsahuje. Z tohoto katalogu byla zvolena lůžka typu A10Z 2–311 C, která mají průběh deformace pro dva druhy zatížení podle obr. 36. Maximální statické zatížení těchto lůžek je 427 N v osové směru a 294 N ve smyku. Sestava motoru s přídatnými součástmi vážící 118,8 kg bude působit na každé lůžko osovou silou 226 N a příčnou silou 184 N, jak bylo vypočteno z úhlů nakloněné roviny, v níž jsou lůžka umístěna.



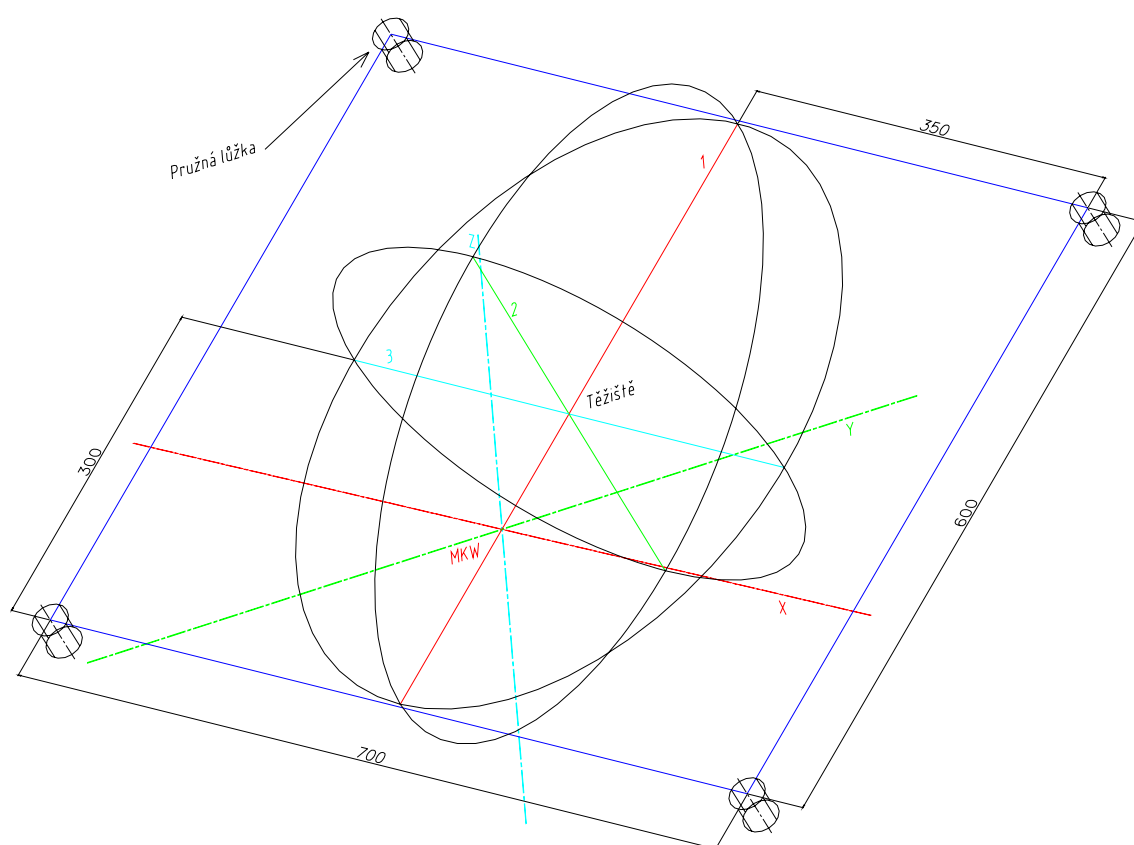
Obr. 36 Závislosti deformace na zatížení pro osový a příčný směr (křivky C)

[9]

Jestliže z grafů na obr. 36 odečteme k těmto hodnotám zatížení velikost deformace, můžeme vypočítat přibližnou tuhost lůžek. Osová tuhost lůžek je tedy 130000N/m , a příčná 29000N/m .

6.2 Umístění lůžek

Pro uvažované racionální uložení je zapotřebí lůžka (silentbloky) umístit tak, aby ležela v jedné hlavní rovině elipsoidu setrvačnosti a jejich osy byly na ni kolmé (v našem případě tuto rovinu tvoří elipsa, jejíž hlavní poloosy jsou 1 a 3, jak znázorňuje obr. 37). Tato hlavní rovina byla zvolena s ohledem na buzení kmitů, které u dobře vyváženého motoru, jakým je tríválec s vyvažovacím hřídelem, může být způsobeno výhradně kolísáním krouticího momentu.

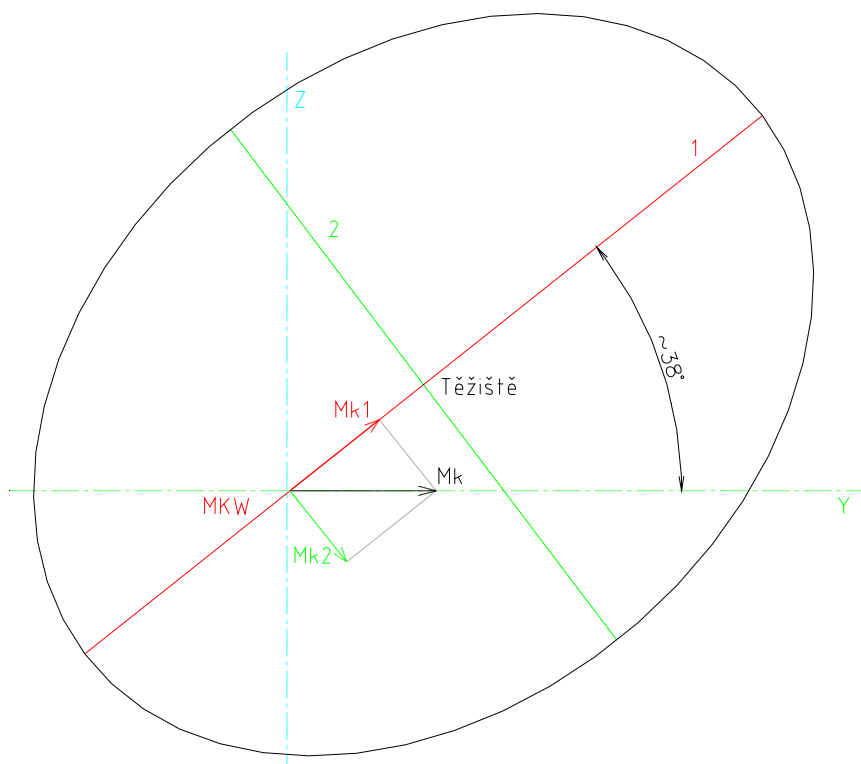


Obr. 37 Prostorové znázornění rozmístění pružných lůžek vzhledem k elipsoidu setrvačnosti

6.3 Výpočet vlastních frekvencí

Z návrhu umístění pružných lůžek o známé tuhosti už lze vypočítat vlastní frekvence tohoto uložení. Tento výpočet je uveden v příloze č. 3. Pro nás mají hlavní význam dvě vlastní frekvence, a to natáčení kolem osy 1 a kolem osy 2.

Uvažujeme totiž jako hlavní zdroj kmitavých pohybů motoru nerovnoměrnost kroutícího momentu, a ten působí právě natáčení kolem osy 1 a 2. Protože osa klikového hřídele (Y) téměř leží v rovině tvořené poloosami 1 a 2, lze kmitání okolo osy 3 vlivem nerovnoměrnosti kroutícího momentu zanedbat. Rozložení kroutícího momentu ukazuje v rovině YZ obr. 38 a činí 78 % M_k do směru osy 1 a 62 % M_k do směru osy 2.



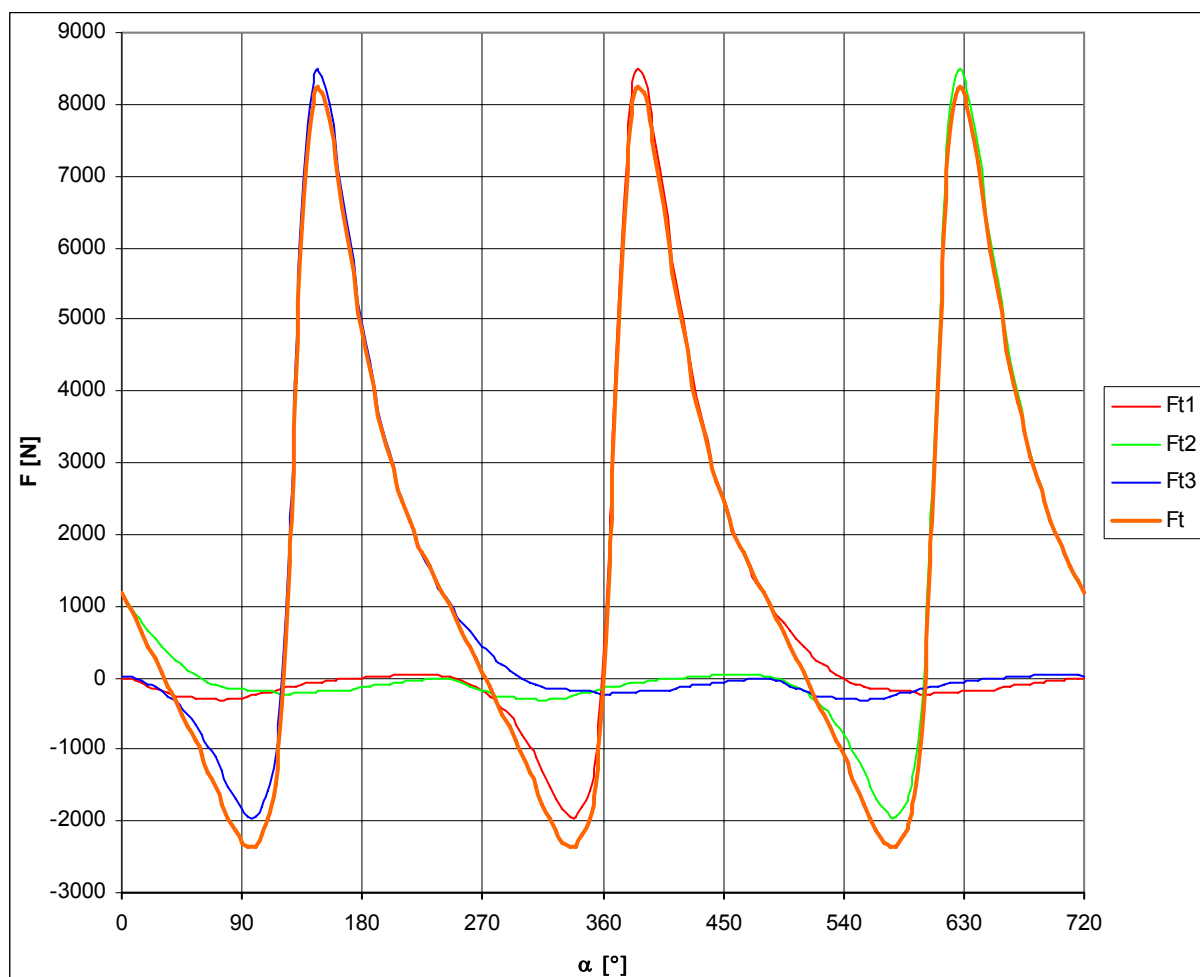
Obr. 38 Rozložení vektorů kroutícího momentu do hlavních poloos elipsoidu setrvačnosti

Vlastní frekvence natáčení okolo osy 1 činí cca 24 Hz a okolo osy 2 je to cca 11 Hz.

6.4 Harmonická analýza

Dalším krokem je zjištění harmonických složek křivky kroutícího momentu. Pro výpočet byl použit změřený průběh tlaku v jednom válci motoru, při režimu 3000 min^{-1} a 60 Nm. Z tohoto průběhu byl s použitím hodnoty průměru pístu a základních rozměrů klikového mechanismu vypočten průběh tečné síly na klikovém čepu, který v závislosti na pootočení klikového hřídele uvádí obr. 39 také sečtený pro všechny tři válce.

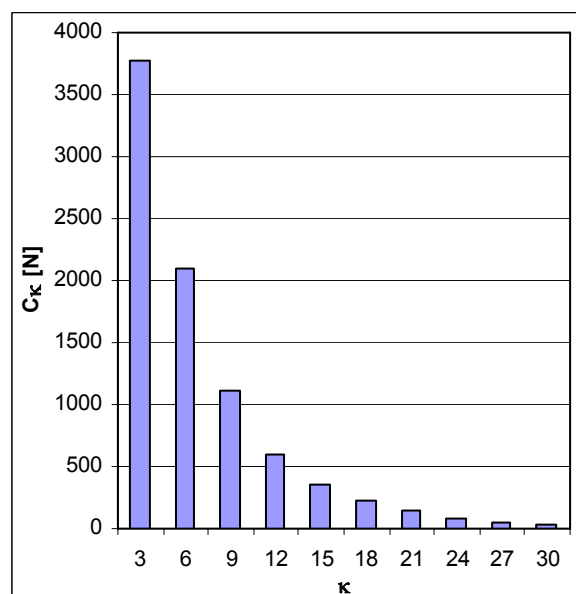
Vliv setrvačných sil posuvných hmot klikového mechanismu na průběh tečné síly není třeba uvažovat, protože u tříválcového motoru s pravidelným intervalem spalování je jeho součtový účinek nulový.



Obr. 39 F_{t1} – tečná síla od prvního válce, F_{t2} tečná síla od druhého válce, F_{t3} tečná síla od třetího válce, F_t – tečná síla na klikovém čepu od všech tří válců, α - natočení klikového hřídele

Obr. 40 ukazuje velikosti nenulových amplitud složek, získaných harmonickou analýzou.

Můžeme předpokládat, že změnou režimu (otáček, M_k) vyjdou harmonickou analýzou jen trochu jiné hodnoty C_k . Ovšem poloha rezonance zůstane, jen rezonanční výchylky se budou podle režimu měnit.



Obr. 40 Velikosti amplitud harmonických složek pro zvolený režim motoru

Podle níže uvedeného vzorce můžeme spočítat otáčky které způsobí rezonanci uložení s určitou harmonickou složkou tečné síly:

$$n_{\kappa} = \frac{60 \cdot \Omega}{\kappa}$$

Ω - vlastní frekvence uložení,

κ - harmonická složka,

n_{κ} - otáčky motoru, pro které nastane rezonance uložení s harmonickými složkami tečné síly.

Tab. 3

Z tab. 3 je patrné, že námi zvolené rozložení a tuhosti lůžek jsou vhodné, protože právě vlastní frekvence natáčení kolem obou os bude překonána již při startu motoru. Rezonance uložení kolem osy 1 by nastala s třetí harmonickou složkou tečné síly již při 480 otáčkách za minutu, kolem osy 2 pak při 220 otáčkách za minutu. Tyto nízké otáčky jsou překonány velmi rychle při startu motoru, protože volnoběžné otáčky motoru činí 800 za minutu.

$\Omega_1 =$	24	Hz
$\Omega_2 =$	11	Hz

κ	$n_{\kappa 1} [\text{min}^{-1}]$	$n_{\kappa 2} [\text{min}^{-1}]$
3	480	220
6	240	110
9	160	73
12	120	55
15	96	44
18	80	37
21	69	31
24	60	28
27	53	24
30	48	22

Umístění lůžek není voleno s ohledem na veškeré příslušenství a vybavení motoru, proto je třeba pamatovat na to, že pokud by při montáži bylo potřeba na sestavu motoru umístit lůžka ve větších vzdálenostech od těžiště (za zachování racionálního uložení), frekvence a tím i rezonanční otáčky se posunou k vyšším hodnotám. Při posunutí lůžek blíže k těžišti je to naopak.

Pro změnu vlastní frekvence uložení můžeme také změnit tuhost pružných lůžek, zde platí čím menší tuhost tím nižší vlastní frekvence. Dále můžeme i jistým způsobem měnit momenty setrvačnosti motoru, jak bylo již uvedeno například namontováním dalších součástí na sestavu motoru.

7 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo nalezení způsobu optimalizace uložení motoru Škoda-Auto 1,2HTP na brzdovém stanovišti. V úvodní části je obecný popis motoru, způsob měření kmitavých pohybů a popis starého uložení. Ve střední je popsán postup určení polohy těžiště a elipsoidu setrvačnosti motoru. Dále je popsáno nové uložení a jsou porovnány výsledky měření kmitavých pohybů.

Brzdová stanoviště jsou vybavena dynamometry Mezservis ASD235 M250 (staré) a Schenck WT 190 (nové). K měření kmitavých pohybů byl použit snímač zrychlení firmy Brüel & Kjær měřící současně ve třech na sebe kolmých směrech. Zaznamenávaný rozsah frekvencí byl 0-1600Hz. Z velikostí vektorů zrychlení v těchto třech směrech byla pro porovnání vypočtena velikost výsledného vektoru, která byla vynesena v závislosti na frekvenci do grafů pro všechny měřené režimy a všechna měřící místa. Z porovnání těchto grafů vyplývá, že uložení na dynamometru Mezservis má větší amplitudy zrychlení pro volnoběh a nízké otáčky (2500 min^{-1}), ovšem se vzrůstem otáček zrychlení nenarůstá tolik jako při uložení na dynamometru Schenck.

V třetí části práce je pak navrženo další možné tzv. racionální uložení motoru (je popsáno v kapitole 6). Jedná se pouze o nastínění postupu při návrhu uložení motoru na brzdové stanoviště při uvažování parametrů (polohy těžiště a elipsoidu setrvačnosti) z uložení na dynamometru Schenck. Tyto parametry se samozřejmě změní, a to nejen již zmíněným přidáním „držáků“ pružných lůžek na sestavu motoru tak, aby se tato lůžka dostala do zmíněné jedné hlavní roviny elipsoidu setrvačnosti, ale i připojením případně dalších hmot, jako je například chladicí kapalina, olej, atd.

POUŽITÁ LITERATURA, SEZNAM PŘÍLOH

- [1] HONCŮ, J.: Vybrané statě z částí a mechanismů strojů I. TUL Liberec 2004
- [2] KOŽEŠNÍK, J.: Dynamika Strojů. SNTL Praha 1958
- [3] KOŽEŠNÍK, J.: Základy teorie přístrojů. SNTL/ALFA Bratislava 1987
- [4] JULIŠ, K. – BREPTA, R. a kol.: Mechanika II. díl Dynamika. SNTL Praha 1987
- [5] PŮST, L. - LADA, M.: Pružné ukládání strojů. SNTL Praha 1965
- [6] VLK, F.: Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. VLK Brno 2001
- [7] Mezservis spol. s r. o.: Zkušební stanoviště s asynchronním dynamometrem ASD
- [8] Schenck Pegasus GmbH: Vířivé dynamometry řady WT. 1999
- [9] DSG Designatronics Inc., Vibration and Shock Mount Handbook. NY 1990
- [10] <http://www.bencar.cz>
- [11] <http://www.skoda-auto.cz>
- [12] <http://www.bksv.com>
- [13] <http://www.rubena.cz>

Seznam příloh:

- Příloha č. 1** Protokoly z měření polohy těžiště a elipsoidu setrvačnosti
- Příloha č. 2** Protokoly z měření tuhosti silentbloků
- Příloha č. 3** Výpočet vlastních frekvencí uložení
- Příloha č. 4** Porovnání výsledků měření zrychlení